

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

MATSUMOTO  
March 4, 2004  
BSKB, LLP  
703-205-8000  
2830-01558  
1044

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日  
Date of Application: 2003年 3月 7日

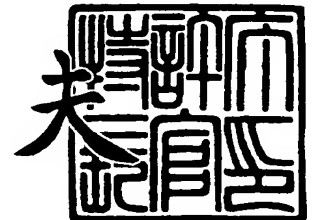
出 願 番 号  
Application Number: 特願2003-061599  
[ST. 10/C]: [JP2003-061599]

出 願 人  
Applicant(s): 本田技研工業株式会社

2004年 2月12日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特2004-3008669

【書類名】 特許願

【整理番号】 H103012101

【提出日】 平成15年 3月 7日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F01B 3/10

【発明の名称】 回転流体機械

【請求項の数】 9

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

【氏名】 松本 謙司

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

【氏名】 伊藤 直紀

【特許出願人】

【識別番号】 000005326

【氏名又は名称】 本田技研工業株式会社

【代表者】 吉野 浩行

【代理人】

【識別番号】 100071870

【弁理士】

【氏名又は名称】 落合 健

【選任した代理人】

【識別番号】 100097618

【弁理士】

【氏名又は名称】 仁木 一明

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 003001

【納付金額】 21,000円

## 【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 回転流体機械

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ケーシング（11）と、

ケーシング（11）に回転自在に支持されたロータ（22）と、

ロータ（22）に設けられた作動部（56）と、

ケーシング（11）およびロータ（22）間に設けられて作動部（56）に対する作動媒体の供給通路（P1，P2）および排出通路（P5～P8）を切り換えるロータリバルブ（71）とを備え、

前記ロータリバルブ（71）は、ロータ（22）に設けられた可動側バルブプレート（74）と、ケーシング（11）に固定したバルブ本体部（72）に回転不能にフローティング支持された固定側バルブプレート（73）とを、軸線（L）に直交する摺動面（77）において当接させてなる回転流体機械において、

バルブ本体部（72）の固定側バルブプレート（73）との合わせ面（83）に、作動媒体の供給通路（P1，P2）および排出通路（P5～P8）のうちの高压側の通路から作動媒体を導入する圧力室（84）を開口させ、この圧力室（84）に収納したシール部材（88）により該圧力室（84）から前記合わせ面（83）への作動媒体の漏れをシールするとともに圧力室（84）に作用する作動媒体の圧力で固定側バルブプレート（73）を前記摺動面（77）に向けて押圧することを特徴とする回転流体機械。

【請求項 2】 シール部材（88）は、作動媒体の圧力および熱による軟化で弾性変形可能なシールリップ（S1，S2）を有することを特徴とする、請求項 1 に記載の回転流体機械。

【請求項 3】 シール部材（88）を前記合わせ面（83）に向けて付勢する弾発付勢手段（86）を備えたことを特徴とする、請求項 1 または請求項 2 に記載の回転流体機械。

【請求項 4】 弾発付勢手段（86）はシール部材（88）に向かってテーパーするテーパーコイルスプリングであることを特徴とする、請求項 3 に記載の回転流体機械。

【請求項5】 作動媒体の供給通路（P 1，P 2）および排出通路（P 5～P 8）のうちの低温側の通路をバルブ本体部（7 2）の中央に設けるとともに、前記低温側の通路の周囲を囲むように環状の圧力室（8 4）を形成したことを特徴とする、請求項1～請求項4の何れか1項に記載の回転流体機械。

【請求項6】 作動媒体の供給通路（P 1，P 2）および排出通路（P 5～P 8）のうちの高圧側の通路をバルブ本体部（7 2）の中央に設けるとともに、前記高圧側の通路の周囲を囲むように環状の圧力室（8 4）を形成したことを特徴とする、請求項1～請求項4の何れか1項に記載の回転流体機械。

【請求項7】 シール部材（8 8）は、固定側バルブプレート（7 3）の合わせ面（8 3）との間をシールする第1のシールリップ（S 1）と、圧力室（8 4）の内周面（8 4 a）との間をシールする第2のシールリップ（S 2）とを有することを特徴とする、請求項1～請求項4の何れか1項に記載の回転流体機械。

【請求項8】 シール部材（8 8）は、固定側バルブプレート（7 3）の合わせ面（8 3）との間をシールする第1のシールリップ（S 1）と、圧力室（8 4）内に挿入された作動媒体配管（8 5）の外周面との間をシールする第2のシールリップ（S 2）とを有することを特徴とする、請求項1～請求項4の何れか1項に記載の回転流体機械。

【請求項9】 摺動面（7 7）の面積（A 1）に対する、圧力室（8 4）の圧力が合わせ面（8 3）に作用する面積（A 2）の比（ $A 2 / A 1$ ）により摺動面（7 7）の面圧を設定することを特徴とする、請求項1～請求項4の何れか1項に記載の回転流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられて作動部に対する作動媒体の供給・排出を制御するロータリバルブとを備えた回転流体機械に関する。

## 【0002】

## 【従来の技術】

燃焼器で発生した燃焼ガスを分配機構（ロータリバルブ）を介してアキシャルピストンシリンダ群に供給する回転流体機械において、分配機構の摺動面（弁座）のシール性を確保すべく、燃焼ガスが供給されないときはスプリングで押圧部材を押圧して摺動面に密着させ、燃焼ガスが供給されるときは該燃焼ガスの圧力でフリーピストンを介して押圧部材を押圧して摺動面に密着させるものが、下記特許文献により公知である。

## 【0003】

## 【特許文献】

実開昭 61-155610 号公報

## 【0004】

## 【発明が解決しようとする課題】

ところで、ケーシングにボールベアリングで支持されたロータは回転時に若干の振れが発生するため、ロータリバルブの摺動面にも振れが発生することが避けられない。このとき、押圧部材をスプリングの弾発力、燃焼ガスの圧力、高温高圧の供給ガスの圧力あるいは蒸気の圧力で付勢して摺動面に密着させるだけでは、押圧部材を摺動面の振れに追従させてシール性を確保することが困難である。

## 【0005】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、回転流体機械のロータリバルブの摺動面の振れに固定側バルブプレートを追従させてシール性を確保することを目的とする。

## 【0006】

## 【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項 1 に記載された発明によれば、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられて作動部に対する作動媒体の供給通路および排出通路を切り換えるロータリバルブとを備え、前記ロータリバルブは、ロータに設けられた可動側バルブプレートと、ケーシングに固定したバルブ本体部

に回転不能にフローティング支持された固定側バルブプレートとを、軸線に直交する摺動面において当接させてなる回転流体機械において、バルブ本体部の固定側バルブプレートとの合わせ面に、作動媒体の供給通路および排出通路のうちの高压側の通路から作動媒体を導入する圧力室を開口させ、この圧力室に収納したシール部材により該圧力室から前記合わせ面への作動媒体の漏れをシールするとともに圧力室に作用する作動媒体の圧力で固定側バルブプレートを前記摺動面に向けて押圧することを特徴とする回転流体機械が提案される。

#### 【0007】

上記構成によれば、ケーシングに固定したバルブ本体部に固定側バルブプレートを回転不能にフローティング支持し、バルブ本体部に固定側バルブプレートとの合わせ面に開口するように形成した圧力室に高压の作動媒体を供給し、シール部材により合わせ面をシールして高压の作動媒体の圧力を受圧するので、圧力室の作動媒体の圧力で固定側バルブプレートを可動側バルブプレートとの摺動面に押し付ける押圧荷重を発生させ、その摺動面を密着させて作動媒体の漏れを防止することができる。またフローティング支持により固定側バルブプレートを摺動面の振れに追従させて押圧荷重の摺動面に対する追従性を高め、摺動面のシール性を確保することができる。

#### 【0008】

特に、作動媒体の圧力が高いために摺動面からの漏れが発生し易いときには、それに応じて圧力室が発生する押圧荷重が大きくなるため、作動媒体の圧力が変動しても摺動面に常に最適の面圧を発生させて作動媒体の漏れを防止しながら、前記面圧の過剰な増加を防止して摺動面の摩擦抵抗を最小限に抑えることができる。

#### 【0009】

しかもバルブ本体部にフローティング支持された固定側バルブプレートと圧力室との間をシール部材でシールして作動媒体の漏れを防止するので、圧力室が発生する押圧荷重を安定させることができ、また固定側バルブプレートは軸線方向および径方向の移動が可能であるので、シール性を確保しながら首振り運動して摺動面の傾きに対して追従することができる。

**【 0 0 1 0 】**

また請求項 2 に記載された発明によれば、請求項 1 の構成に加えて、シール部材は、作動媒体の圧力および熱による軟化で弾性変形可能なシールリップを有することを特徴とする回転流体機械が提案される。

**【 0 0 1 1 】**

上記構成によれば、シール部材が作動媒体の圧力および熱による軟化で弾性変形するシールリップを有するので、作動媒体の圧力の増加や温度の上昇に応じてシールリップを変形させてシール性を一層高めることができ、かつシールリップの形状から低フリクションで軸線方向に移動することができる。

**【 0 0 1 2 】**

また請求項 3 に記載された発明によれば、請求項 1 または請求項 2 の構成に加えて、シール部材を前記合わせ面に向けて付勢する弾発付勢手段を備えたことを特徴とする回転流体機械が提案される。

**【 0 0 1 3 】**

上記構成によれば、シール部材を弾発付勢手段で固定側バルブプレートとの合わせ面に向けて付勢するので、作動媒体の圧力が立ち上がっていないときにシール部材を付勢してシール性を確保することができ、また摺動面の振れに伴う固定側バルブプレートの振動をシール部材の減衰特性と合わせて弾発付勢手段の弾発力で減衰させ、摺動面の密着性を確保することができる。

**【 0 0 1 4 】**

また請求項 4 に記載された発明によれば、請求項 3 の構成に加えて、弾発付勢手段はシール部材に向かってテーパするテーパコイルスプリングであることを特徴とする回転流体機械が提案される。

**【 0 0 1 5 】**

上記構成によれば、弾発付勢手段をシール部材に向かってテーパするテーパコイルスプリングで構成したので、そのテーパコイルスプリングの調芯性により、可動側バルブプレートにより発生する摺動面の振れに伴う固定側バルブプレートのその揺れと異なる揺動に対し、固定側バルブプレートを軸線まわりに首振り運動させて追従させ、弾発付勢手段による減衰特性と合わせて摺動面の密着



性を一層効果的に確保することができる。

#### 【0016】

また請求項5に記載された発明によれば、請求項1～請求項4の何れか1項の構成に加えて、作動媒体の供給通路および排出通路のうちの低温側の通路をバルブ本体部の中央に設けるとともに、前記低温側の通路の周囲を囲むように環状の圧力室を形成したことを特徴とする回転流体機械が提案される。

#### 【0017】

上記構成によれば、バルブ本体部の中央に設けた低温側の作動媒体の通路の周囲を囲むように環状の圧力室を形成したので、圧力室に収納したシール部材の温度上昇を抑えてシール性を維持することができる。しかも固定側バルブプレートおよび可動側バルブプレートを低温側の作動媒体で効果的に冷却して摺動面の平滑性および耐摩耗性を維持することができる。

#### 【0018】

また請求項6に記載された発明によれば、請求項1～請求項4の何れか1項の構成に加えて、作動媒体の供給通路および排出通路のうちの高压側の通路をバルブ本体部の中央に設けるとともに、前記高压側の通路の周囲を囲むように環状の圧力室を形成したことを特徴とする回転流体機械が提案される。

#### 【0019】

上記構成によれば、バルブ本体部の中央に設けた高压側の作動媒体の通路の周囲を囲むように環状の圧力室を形成したので、圧力室に発生する押圧荷重を摺動面に均一に作用させることができる。これにより、圧力室を小型化して押圧荷重を小さく設定しても、摺動面の密着性を確保して偏摩耗を防止することができ、しかも摺動面への押圧荷重を適正最小化できるので、摺動面に発生する摩擦抵抗を低減して回転流体機械のロストルクを低減することができる。

#### 【0020】

また請求項7に記載された発明によれば、請求項1～請求項4の何れか1項の構成に加えて、シール部材は、固定側バルブプレートの合わせ面との間をシールする第1のシールリップと、圧力室の内周面との間をシールする第2のシールリップとを有することを特徴とする回転流体機械が提案される。

**【0021】**

上記構成によれば、シール部材の第1のシールリップで固定側バルブプレート  
の合わせ面との間をシールし、かつ第2のシールリップで圧力室の内周面との間  
をシールして圧力室の密封性を維持することができ、特に第2のシールリップは  
そのリップ構造から作動媒体の圧力の変動および固定側バルブプレートの軸線方  
向および径方向の変位に対して、圧力室の内周面に追従性良く密着してシール性  
を高めることができる。

**【0022】**

また請求項8に記載された発明によれば、請求項1～請求項4の何れか1項の  
構成に加えて、シール部材は、固定側バルブプレートの合わせ面との間をシール  
する第1のシールリップと、圧力室内に挿入された作動媒体配管の外周面との間  
をシールする第2のシールリップとを有することを特徴とする回転流体機械が提  
案される。

**【0023】**

上記構成によれば、シール部材の第1のシールリップで固定側バルブプレート  
の合わせ面との間をシールし、かつ第2のシールリップはそのリップ構造から圧  
力室内に挿入された作動媒体配管の高温の作動媒体による径方向の熱伸びに対し  
て追従し、作動媒体配管の外周面との間をシールして圧力室の密封性を維持する  
ことができ、特に第2のシールリップは圧力室の内周面に比べて小径の作動媒体  
配管の外周面をシールするので、径方向はシールリップが線接触となり、そのシ  
ール部の摩擦抵抗を低減して作動媒体配管の熱伸びにスムーズに追従することが  
でき、更にシール部材を中心にして固定側バルブプレートは摺動面の軸線方向お  
よび径方向の首振り運動に追従することができる。

**【0024】**

また請求項9に記載された発明によれば、請求項1～請求項4の何れか1項の  
構成に加えて、摺動面の面積に対する、圧力室の圧力が合わせ面に作用する面積  
の比により摺動面の面圧を設定することを特徴とする回転流体機械が提案される  
。

**【0025】**

上記構成によれば、摺動面の面積に対する、圧力室の圧力が合わせ面に作用する面積の比により摺動面の面圧を設定するので、摺動面のシール性を確保しながら該摺動面の摩擦抵抗を低減できる最適の面圧を得ることができる。

#### 【0026】

尚、実施例のアキシャルピストンシリンダ群56は本発明の作動部に対応し、実施例のコイルスプリング86は本発明の弾発付勢手段に対応し、実施例のVパッキン88は本発明のシール部材に対応し、実施例の蒸気供給パイプ85は本発明の作動媒体配管に対応し、実施例の第1、第2蒸気通路P1，P2は本発明の供給通路に対応し、実施例の第5～第8蒸気通路P5～P8は本発明の排出通路に対応し、本発明の第1、第2のシールリップS1，S2は本発明のシールリップに対応する。

#### 【0027】

#### 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

#### 【0028】

図1～図15は本発明の第1実施例を示すもので、図1は膨張機の縦断面図、図2は図1の2-2線断面図、図3は図1の3-3線矢視図、図4は図1の4部拡大図、図5は図1の5部拡大図、図6はロータの分解斜視図、図7は図4の7-7線断面図、図8は図4の8-8線断面図、図9は図4の9部拡大図、図10は図5の10部拡大図、図11は図10の11-11線矢視図、図12は図10の12-12線矢視図、図13は図5の13-13線断面図、図14は図5の14-14線断面図、図15はコイルスプリング、パッキンリテーナおよびVパッキンの斜視図である。

#### 【0029】

図1～図9に示すように、本実施例の膨張機Eは例えばランキンサイクル装置に使用されるもので、作動媒体としての高温高圧蒸気の熱エネルギーおよび圧力エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機Eのケーシング11は、ケーシング本体12と、ケーシング本体12の前面開口部にシール部材13を

介して複数本のボルト 1 4 …で結合される前部カバー 1 5 と、ケーシング本体 1 2 の後面開口部にシール部材 1 6 を介して複数本のボルト 1 7 …で結合される後部カバー 1 8 と、ケーシング本体 1 2 の下面開口部にシール部材 1 9 を介して複数本のボルト 2 0 …で結合されるオイルパン 2 1 とで構成される。

### 【0 0 3 0】

ケーシング 1 1 の中央を前後方向に延びる軸線 L まわりに回転可能に配置されたロータ 2 2 は、その前部を前部カバー 1 5 に設けた組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r によって支持され、その後部をケーシング本体 1 2 に設けたラジアルベアリング 2 4 によって支持される。前部カバー 1 5 の後面に斜板ホルダ 2 8 が一体に形成されており、この斜板ホルダ 2 8 にアンギュラベアリング 3 0 を介して斜板 3 1 が回転自在に支持される。斜板 3 1 の軸線は前記ロータ 2 2 の軸線 L に対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

### 【0 0 3 1】

ロータ 2 2 は、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r で前部カバー 1 5 に支持された出力軸 3 2 と、出力軸 3 2 の後部に相互に所定幅の切欠 5 7, 5 8 (図 4 および図 9 参照) を介して一体に形成された 3 個のスリーブ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5 と、後側のスリーブ支持フランジ 3 5 にメタルガスケット 3 6 を介して複数本のボルト 3 7 …で結合され、前記ラジアルベアリング 2 4 でケーシング本体 1 2 に支持されたロータヘッド 3 8 と、3 個のスリーブ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5 に前方から嵌合して複数本のボルト 3 9 …で前側のスリーブ支持フランジ 3 3 に結合された断熱カバー 4 0 とを備える。

### 【0 0 3 2】

3 個のスリーブ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5 には各々 5 個のスリーブ支持孔 3 3 a …, 3 4 a …, 3 5 a …が軸線 L まわりに 7 2° 間隔で形成されており、それらのスリーブ支持孔 3 3 a …, 3 4 a …, 3 5 a …に 5 本のシリンダスリーブ 4 1 …が後方から嵌合する。各々のシリンダスリーブ 4 1 の後端にはフランジ 4 1 a が形成されており、このフランジ 4 1 a が後側のスリーブ支持フランジ 3 5 のスリーブ支持孔 3 5 a に形成した段部 3 5 b に嵌合した状態でメタルガスケット 3 6 に当接して軸方向に位置決めされる (図 9 参照)。各々のシリンダスリ

ーブ 4 1 の内部にピストン 4 2 が摺動自在に嵌合しており、ピストン 4 2 の前端は斜板 3 1 に形成したディンプル 3 1 a に当接するとともに、ピストン 4 2 の後端とロータヘッド 3 8 との間に蒸気の膨張室 4 3 が区画される。

#### 【 0 0 3 3 】

前部カバー 1 5 の前面にシール部材 9 1 を介して板状のベアリングホルダ 9 2 が重ね合わされてボルト 9 3 … で固定され、そのベアリングホルダ 9 2 の前面にシール部材 9 4 を介してポンプボディ 9 5 が重ね合わされてボルト 9 6 … で固定される。組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r は、前部カバー 1 5 の段部とベアリングホルダ 9 2 との間に挟まれて軸線 L 方向に固定される。

#### 【 0 0 3 4 】

組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r を支持する出力軸 3 2 に形成したフランジ 3 2 d と組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースとの間に所定厚さのシム 9 7 が挟持され、出力軸 3 2 の外周に螺合するナット 9 8 で組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースが締め付けられる。その結果、出力軸 3 2 は組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r に対して、つまりケーシング 1 1 に対して軸線 L 方向に位置決めされる。

#### 【 0 0 3 5 】

組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r は相互に逆向きに装着されており、出力軸 3 2 を径方向に支持するだけでなく、軸線 L 方向にも移動不能に支持している。即ち、一方の組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f は出力軸 3 2 が前方に移動するのを規制し、他方の組み合わせアンギュラベアリング 2 3 r は出力軸 3 2 が後方に移動するのを規制するように配置される。

#### 【 0 0 3 6 】

ロータ 2 2 の前部を支持する軸受けに組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r を使用したので、膨張機 E の所定の運転状態において膨張室 4 3 … で発生する軸線 L 方向両側への荷重は、その一方がロータ 2 2 を介して組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースに伝達され、その他方が斜板 3 1 および前部カバー 1 5 の斜板ホルダ 2 8 を介して組み合わせアンギュラベ

アリング 23 f, 23 r のアウターレースに伝達される。これら二つの荷重は、斜板 31 を支持するアンギュラベアリング 30 とロータ 22 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r とに挟まれた前部カバー 15 の斜板ホルダ 28 を圧縮するもので、機構部の剛性は高いものとなる。しかも本実施例の如く、斜板ホルダ 28 を前部カバー 15 と一体に構成することで、更に剛性が高く簡略な構造となる。

#### 【0037】

更に、斜板 31 を支持するアンギュラベアリング 30 とロータ 22 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r とを前部カバー 15 に組み込むことにより、「ロータ 22 およびピストン 42…」、「前部カバー 15 のアセンブリ」、「ポンプボディ 95」というユニット単位で組立作業が行え、ピストン 42…の組み替えやオイルポンプ 49 の交換といった作業の効率が改善される。

#### 【0038】

またロータ 22 の後端部を構成するロータヘッド 38 を支持するラジアルベア 24 は径方向の荷重のみを支持する通常のボールベアリングであって、ロータヘッド 38 がラジアルベアリング 24 に対して軸線 L 方向に摺動できるように、ロータヘッド 38 とラジアルベアリング 24 のインナーレースとの間に隙間  $\alpha$  (図 5 参照) が形成される。

#### 【0039】

ロータ 22 と一体の出力軸 32 内部に軸線 L 上に延びるオイル通路 32 a が形成されており、このオイル通路 32 a の前端は径方向に分岐して出力軸 32 の外周の環状溝 32 b に連通する。ロータ 22 の中央のスリーブ支持フランジ 34 の径方向内側位置において、前記オイル通路 32 a の内周にシール部材 44 を介してオイル通路閉塞部材 45 が螺合しており、その近傍のオイル通路 32 a から径方向外側に延びる複数のオイル孔 32 c…が出力軸 32 の外周面に開口する。

#### 【0040】

ポンプボディ 95 の前面に形成した凹部 95 a と、ポンプボディ 95 の前面にシール部材 46 を介して複数本のボルト 47…で固定したポンプカバー 48 との間に配置されたトロコイド型のオイルポンプ 49 は、前記凹部 95 a に回転自在

に嵌合するアウターロータ 50 と、出力軸 32 の外周に固定されてアウターロータ 50 に噛合するインナーロータ 51 とを備える。オイルパン 21 の内部空間はオイルパイプ 52 およびポンプボディ 95 のオイル通路 95b を介してオイルポンプ 49 の吸入ポート 53 に連通し、オイルポンプ 49 の吐出ポート 54 はポンプボディ 95 のオイル通路 95c を介して出力軸 32 の環状溝 32b に連通する。

#### 【0041】

シリンダスリーブ 41 に摺動自在に嵌合するピストン 42 はエンド部 61、中間部 62 およびトップ部 63 からなる。エンド部 61 は斜板 31 のディンプル 31a に当接する球面部 61a を有する部材であって、中間部 62 の先端に溶接で結合される。中間部 62 は大容積の中空空間 62a を有する円筒状の部材であって、トップ部 63 に近い外周部に直径が僅かに減少した小径部 62b を有しており、そこを半径方向に貫通するように複数のオイル孔 62c…が形成されるとともに、小径部 62b よりも前方の外周部に複数本の螺旋状のオイル溝 62d…が形成される。膨張室 43 に臨むトップ部 63 は中間部 62 と一体に形成されており、その内面に形成された隔壁 63a と、その後端面に嵌合して溶接された蓋部材 64 との間に断熱空間 65 (図 9 参照) が形成される。トップ部 63 の外周には 2 本の圧縮リング 66、66 と 1 本のオイルリング 67 とが装着されており、オイルリング 67 が嵌合するオイルリング溝 63b は複数のオイル孔 63c…を介して中間部 62 の中空空間 62a に連通する。

#### 【0042】

ピストン 42 のエンド部 61 および中間部 62 は高炭素鋼製、トップ部 63 はステンレス製であり、そのうちエンド部 61 には高周波焼入れが、中間部 62 には焼入れが施される。その結果、斜板 31 に大きな面圧で当接するエンド部 61 の耐高面圧性と、厳しい潤滑条件でシリンダスリーブ 41 に摺接する中間部 62 の耐摩耗性と、膨張室 43 に臨んで高温高压に晒されるトップ部 63 の耐熱・耐蝕性が満たされる。

#### 【0043】

シリンダスリーブ 41 の中間部外周に環状溝 41b (図 6 および図 9 参照) が

形成されており、この環状溝 4 1 b に複数のオイル孔 4 1 c …が形成される。シリンダスリーブ 4 1 の回転方向の取付位置に関わらず、出力軸 3 2 に形成したオイル孔 3 2 c …と、ロータ 2 2 の中央のスリーブ支持フランジ 3 4 に形成したオイル孔 3 4 b …（図 4 および図 6 参照）とが環状溝 4 1 b に連通する。ロータ 2 2 の前側および後側のスリーブ支持フランジ 3 3, 3 5 と断熱カバー 4 0 との間に形成された空間 6 8 は、断熱カバー 4 0 に形成したオイル孔 4 0 a …（図 4 および図 7 参照）を介してケーシング 1 1 の内部空間に連通する。

#### 【0044】

ロータ 2 2 の前側のスリーブ支持フランジ 3 3 の後面にボルト 3 7 …で結合されたロータヘッド 3 8 の前側もしくは膨張室 4 3 …側に環状の蓋部材 6 9 が溶接されており、蓋部材 6 9 の背面もしくは後面に環状の断熱空間 7 0 （図 9 参照）が区画される。ロータヘッド 3 8 はノックピン 5 5 により後側のスリーブ支持フランジ 3 5 に対して回転方向に位置決めされる。

#### 【0045】

尚、5 個のシリンダスリーブ 4 1 …と 5 個のピストン 4 2 …とは本発明のアキシャルピストンシリンダ群 5 6 を構成する。

#### 【0046】

次に、ロータ 2 2 の 5 個の膨張室 4 3 …に蒸気を供給・排出するロータリバルブ 7 1 の構造を、図 5 および図 10 ～図 15 に基づいて説明する。

#### 【0047】

図 5 に示すように、ロータ 2 2 の軸線 L に沿うように配置されたロータリバルブ 7 1 は、後部カバー 1 8 の中央部に一体に形成されたバルブ本体部 7 2 と、カーボン製の固定側バルブプレート 7 3 と、カーボン製、テフロン製、金属製等の可動側バルブプレート 7 4 とを備える。可動側バルブプレート 7 4 は、ロータ 2 2 の後面にノックピン 7 5 （図 10 参照）で回転方向に位置決めされた状態で、オイル通路閉塞部材 4 5 （図 4 参照）に螺合するボルト 7 6 で固定される。尚、ボルト 7 6 はロータヘッド 3 8 を出力軸 3 2 に固定する機能も兼ね備えている。

#### 【0048】

バルブ本体 7 2 の外周にシール部材 7 8 を介して嵌合する環状のホルダ 7 9 が



複数本のボルト 80…で固定されており、このホルダ 79 の内部に 2 本のノックピン 81、81 で回り止めされた固定側バルブプレート 73 がシール部材 82 を介して支持されている。シール部材 82 の後側に配置されたバックアップリング 90 は、熱に弱いシール部材 82 を高温高圧蒸気の熱から保護する役割を持ち、シール部材 82 の前側に配置されたバックアップリング 91 は、高温高圧蒸気の圧力でシール部材 82 がホルダ 79 の前端から脱落するのを阻止する役割を持つ。これらのバックアップリング 90、91 は高温高圧蒸気の温度や圧力に応じて、その両方あるいは一方だけを設けても良い。

#### 【0049】

ホルダ 79 の前端から径方向内向きに突出するフランジ 79a が固定側バルブプレート 73 の前面に隙間  $\beta$  (図 10 参照) を介して対向しており、この隙間  $\beta$  の範囲で固定側バルブプレート 73 は軸線 L 方向に移動可能である。ノックピン 81、81 にはテフロンのような自己潤滑性を有する材料でコーティングが施されているため、固定側バルブプレート 73 は軸線 L 方向にスムーズに移動することができる。またノックピン 81、81 を固定側バルブプレート 73 のほぼ中心位置に設けたので、それに加わる回転トルクが小さくなって小型化ができ、しかも固定側バルブプレート 73 の首振り運動に容易に追従することができる。しかも、シール部材 82 が径方向の潰れ代を有することで、減衰特性を発揮させながら固定側バルブプレート 73 を径方向および軸線 L 方向に実質的にフローティング支持することができる。

#### 【0050】

図 5 に図 10 を併せて参照すると明らかなように、バルブ本体部 72 が固定側バルブプレート 73 に当接する合わせ面 83 に、軸線 L を囲む環状の圧力室 84 開口する。軸線 L から偏心した位置でバルブ本体部 72 に結合された蒸気供給パイプ 85 が、バルブ本体部 72 の内部を貫通する第 1 蒸気通路 P1 を介して圧力室 84 に連通する。圧力室 84 の内部において、コイルスプリング 86、パッキンリテーナ 87 および V パッキン 88 が軸線 L 方向に順次配置される。

#### 【0051】

従って、圧力室 84 内に導入された高温高圧蒸気は合わせ面 83 にも導入され

て外周のシール部材 82 でシールされることにより、固定側バルブプレート 73 の背面の合わせ面 83 も摺動面 77 に対する押圧作用を発揮する領域となる。

#### 【0052】

図 15 から明らかなように、コイルスプリング 86 は固定側バルブプレート 73 に向かって巻き径が縮小するテーパコイルスプリングで構成される。金属製のパッキンリテーナ 87 は、コイルスプリング 86 が当接する円錐面 87a と、この円錐面 87a の反対側で V パッキン 88 を支持する円錐面 87b と、圧力室 84 の内周面 84a (図 10 参照) に若干の隙間を存して案内される円形の開口部 87c とを備える。合成樹脂製の V パッキン 88 は、パッキンリテーナ 87 の円錐面 87b に支持される円錐面 88a と、固定側バルブプレート 73 との合わせ面 83 に当接する平坦面 88b と、圧力室 84 の内周面 84a に案内される円形の開口部 88c とを備える。

#### 【0053】

コイルスプリング 86 は、高温高压蒸気の圧力が立ち上がる前に V パッキン 88 を固定側バルブプレート 73 との合わせ面 83 に押し付ける予荷重を与えるとともに、固定側バルブプレート 73 の振動をシール部材 82 と圧力室 84 内の高温高压蒸気の圧力との協働により減衰させる機能を有する。パッキンリテーナ 87 は V パッキン 88 を圧力室 84 内で正しい姿勢で保持するとともに、高温高压蒸気の熱を遮断して V パッキン 88 の耐久性を高める機能を有する。

#### 【0054】

またコイルスプリング 86 を、圧力室 84 の小さい空間内にスプリング巻き数を多く取るためにスプリングシートを廃止した構造とし、かつ直接 V パッキン 88 に当接させることなく、V パッキン 88 との間に介在するパッキンリテーナ 87 をスプリングシートとして利用することで、V パッキン 88 に特別のスプリングシートを設ける必要をなくし、コイルスプリング 86 の長さを最大限に確保しながら圧力室 84 の軸線 L 方向の寸法を小型化することができる。更に、パッキンリテーナ 87 の円錐面 87a, 87b は、テーパ状のコイルスプリング 86 および V パッキン 88 と協働し、固定側バルブプレート 73 の首振り運動に対する追従性を高める機能を発揮する。

## 【0055】

バルブ本体部 72 に形成した第 1 蒸気通路 P 1 は、固定側バルブプレート 73 に形成した第 2 蒸気通路 P 2 を介して摺動面 77 に連通する。また摺動面 77 には、相互に連通する円弧状の第 5 蒸気通路 P 5 および円形の第 6 蒸気通路 P 6 が凹設されており、第 6 蒸気通路 P 6 は軸線 L 上に形成された第 7 蒸気通路 P 7 を介して合わせ面 83 に連通する。軸線 L 上に位置するようにバルブ本体部 72 に形成した第 8 蒸気通路 P 8 は、その一端が合わせ面 83 において第 7 蒸気通路 P 7 に連通するとともに、バルブ本体部 72 の後端面で蒸気排出パイプ 89 に連通する。膨張後の低温低圧蒸気は膨張前の高温高圧蒸気に比べて容積が増加するため、蒸気排出パイプ 89 の径は蒸気供給パイプ 85 の径よりも大きくなる。

## 【0056】

図 10 および図 12 に良く示されるように、固定側バルブプレート 73 の摺動面 77 には第 2 蒸気通路 P 2 に連通する円弧状の圧力溝 77a が凹設されるとともに、固定側バルブプレート 73 を貫通して圧力室 84 に連通する 2 個の圧力孔 77b, 77b が開口する。

## 【0057】

軸線 L を囲むように等間隔で配置された 5 個の第 3 蒸気通路 P 3…が可動側バルブプレート 74 を貫通しており、軸線 L を囲むようにロータ 22 に形成された 5 個の第 4 蒸気通路 P 4…の両端が、それぞれ前記第 3 蒸気通路 P 3…および前記膨張室 43…に連通する。第 2 蒸気通路 P 2 の摺動面 77 に開口する部分は円形であるのに対し、第 5 蒸気通路 P 5 の摺動面 77 に開口する部分は軸線 L を中心とする円弧状に形成される。

## 【0058】

次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機 E の作用を説明する。

## 【0059】

蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ 85 から、バルブ本体部 72 の第 1 蒸気通路 P 1 と、圧力室 84 と、合わせ面 83 と、固定側バルブプレート 73 の第 2 蒸気通路 P 2 とを経て可動側バルブプレート 74 との摺動面 77 に達する。そして摺動面 77 に開口する第 2 蒸気通路 P 2 はロータ 22

と一体に回転する可動側バルブプレート 7 4 に形成した対応する第 3 蒸気通路 P 3 に所定の吸気期間において瞬間的に連通し、高温高圧蒸気は第 3 蒸気通路 P 3 からロータ 2 2 に形成した第 4 蒸気通路 P 4 を経てシリンダスリーブ 4 1 内の膨張室 4 3 に供給される。

#### 【 0 0 6 0 】

ロータ 2 2 の回転に伴って第 2 蒸気通路 P 2 および第 3 蒸気通路 P 3 の連通が絶たれた後も膨張室 4 3 内で高温高圧蒸気が膨張することで、シリンダスリーブ 4 1 に嵌合するピストン 4 2 が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、その前端のエンド部 6 1 が斜板 3 1 のディンプル 3 1 a を押圧する。その結果、ピストン 4 2 が斜板 3 1 から受ける反力でロータ 2 2 に回転トルクが与えられる。そしてロータ 2 2 が 5 分の 1 回転する毎に、相隣り合う新たな膨張室 4 3 内に高温高圧蒸気が供給されてロータ 2 2 が連続的に回転駆動される。

#### 【 0 0 6 1 】

ロータ 2 2 の回転に伴って下死点に達したピストン 4 2 が斜板 3 1 に押圧されて上死点に向かって後退する間に、膨張室 4 3 から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ 2 2 の第 4 蒸気通路 P 4 と、可動側バルブプレート 7 4 の第 3 蒸気通路 P 3 と、摺動面 7 7 と、固定側バルブプレート 7 3 の第 5 蒸気通路 P 5、第 6 蒸気通路 P 6 および第 7 蒸気通路 P 7 と、合わせ面 8 3 と、バルブ本体部 7 2 の第 8 蒸気通路 P 8 と、蒸気排出パイプ 8 9 とを経て凝縮器に供給される。

#### 【 0 0 6 2 】

ロータ 2 2 の回転に伴って出力軸 3 2 に設けたオイルポンプ 4 9 が作動し、オイルパン 2 1 からオイルパイプ 5 2、ポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 b、吸入ポート 5 3 を経て吸入されたオイルが吐出ポート 5 4 から吐出され、ポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 c、出力軸 3 2 のオイル通路 3 2 a、出力軸 3 2 の環状溝 3 2 b、出力軸 3 2 のオイル孔 3 2 c…、シリンダスリーブ 4 1 の環状溝 4 1 b およびシリンダスリーブ 4 1 のオイル孔 4 1 c…を経て、ピストン 4 2 の中間部 6 2 に形成した小径部 6 2 b とシリンダスリーブ 4 1 との間の空間に供給される。そして前記小径部 6 2 b に保持されたオイルの一部は、ピストン 4 2 の中間部 6 2 に形成した螺旋状のオイル溝 6 2 d…に流れてシリンダスリーブ 4 1 と

の摺動面を潤滑し、また前記オイルの他の一部はピストン 4 2 のトップ部 6 3 に設けた圧縮リング 6 6、6 6 およびオイルリング 6 7 とシリンダスリーブ 4 1 との摺動面を潤滑する。

### 【0 0 6 3】

供給された高温高圧蒸気の一部が凝縮した水が膨張室 4 3 からシリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面に浸入してオイルに混入することは避けられず、そのために前記摺動面の潤滑条件は厳しいものとなるが、必要量のオイルをオイルポンプ 4 9 から出力軸 3 2 の内部を通してシリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面に直接供給することで、十分な油膜を維持して潤滑性能を確保するとともにオイルポンプ 4 9 の小型化を図ることができる。

### 【0 0 6 4】

シリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面からオイルリング 6 7 によって掻き取られたオイルは、オイルリング溝 6 3 b の底部に形成したオイル孔 6 3 c …からピストン 4 2 の内部の中空空間 6 2 a に流入する。前記中空空間 6 2 a はピストン 4 2 の中間部 6 2 を貫通する複数のオイル孔 6 2 c …を介してシリンダスリーブ 4 1 の内部に連通しており、かつシリンダスリーブ 4 1 の内部は複数のオイル孔 4 1 c …を介して該シリンダスリーブ 4 1 の外周の環状溝 4 1 b に連通している。環状溝 4 1 b の周囲はロータ 2 2 の中央のスリーブ支持フランジ 3 4 によって覆われているが、スリーブ支持フランジ 3 4 にはオイル孔 3 4 b が形成されているため、ピストン 4 2 の中空空間 6 2 a 内のオイルは遠心力で半径方向外側に付勢され、スリーブ支持フランジ 3 4 のオイル孔 3 4 b を通して断熱カバー 4 0 内の空間 6 8 に排出され、そこから断熱カバー 4 0 のオイル孔 4 0 a …を通してオイルパン 2 1 に戻される。その際に、前記オイル孔 3 4 b はスリーブ支持フランジ 3 4 の半径方向外端よりも軸線 L 寄りに偏倚した位置にあるため、そのオイル孔 3 4 b よりも半径方向外側にあるオイルは遠心力でピストン 4 2 の中空空間 6 2 a に保持される。

### 【0 0 6 5】

このように、ピストン 4 2 の内部の中空空間 6 2 a に保持されたオイルとピストン 4 2 の外周の小径部 6 2 b とに保持されたオイルとは、膨張室 4 3 の容積が

増加する膨張行程において前記小径部 6 2 b からトップ部 6 3 側に供給され、また膨張室 4 3 の容積が減少する圧縮行程において前記小径部 6 2 b からエンド部 6 1 側に供給されるため、ピストン 4 2 の軸方向全域を確実に潤滑することができる。またピストン 4 2 の中空空間 6 2 a の内部でオイルが流動することで、高温高压蒸気に晒されるトップ部 6 3 の熱を低温のエンド部 6 1 に伝えてピストン 4 2 の温度が局部的に上昇するのを回避することができる。

#### 【0066】

第 4 蒸気通路 P 4 から高温高压蒸気が膨張室 4 3 に供給されたとき、膨張室 4 3 に臨むピストン 4 2 のトップ部 6 3 と中間部 6 2 との間には断熱空間 6 5 が形成されており、また膨張室 4 3 に臨むロータヘッド 3 8 にも断熱空間 7 0 が形成されているため、膨張室 4 3 からピストン 4 2 およびロータヘッド 3 8 への熱逃げを最小限に抑えて膨張機 E の性能向上に寄与することができる。またピストン 4 2 の内部に大容積の中空空間 6 2 a を形成したので、ピストン 4 2 の重量を低減することができるだけでなく、ピストン 4 2 の熱マスを減少させて膨張室 4 3 からの熱逃げを更に効果的に低減することができる。

#### 【0067】

後側のスリーブ支持フランジ 3 5 とロータヘッド 3 8 との間にメタルガスケット 3 6 を介在させて膨張室 4 3 をシールしたので、肉厚の大きい環状のシール部材を介して膨張室 4 3 をシールする場合に比べて、シールまわりのデッドボリュームを減らすことができ、これにより膨張機 E の容積比（膨張比）を大きく確保し、熱効率を高めて出力の向上を図ることができる。またシリンダスリーブ 4 1 をロータ 2 2 と別体で構成したので、ロータ 2 2 の材質に制約されずに熱伝導性、耐熱性、強度、耐摩耗性等を考慮してシリンダスリーブ 4 1 の材質を選択することができ、しかも摩耗・損傷したシリンダスリーブ 4 1 だけを交換することができるので経済的である。

#### 【0068】

またロータ 2 2 の外周面に円周方向に形成した 2 個の切欠 5 7, 5 8 からシリンダスリーブ 4 1 の外周面が露出するので、ロータ 2 2 の重量を軽減できるだけでなく、ロータ 2 2 の熱マスを減少させて熱効率の向上を図ることができ、しか

も前記切欠 57, 58 を断熱空間として機能させることでシリンダスリーブ 41 からの熱逃げを抑制することができる。更に、ロータ 22 の外周部を断熱カバー 40 で覆ったので、シリンダスリーブ 41 からの熱逃げを一層効果的に抑制することができる。

#### 【0069】

ロータリバルブ 71 は固定側バルブプレート 73 および可動側バルブプレート 74 間の平坦な摺動面 77 を介してアキシャルピストンシリンダ群 56 に蒸気を供給・排出するので、蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜならば、平坦な摺動面 77 は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてクリアランスの管理が容易であるからである。

#### 【0070】

ところで、特に高温時における熱膨張に起因して、ロータ 22 はそれを支持する組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r およびラジアルベアリング 24 のガタによって多少の傾きが発生することが避けられず、またロータ 22 に固定された可動側バルブプレート 74 の摺動面 77 も軸線 L に対して厳密に垂直であるとは限らない。従って、可動側バルブプレート 74 に摺動面 77 を介して当接する固定側バルブプレート 73 はロータ 22 の回転に伴って若干の首振り運動を行うことになり、摺動面 77 の密着性が損なわれる虞がある。

#### 【0071】

しかしながら、図 10 から明らかなように、バルブ本体部 72 の第 1 蒸気通路 P1 から圧力室 84 に高温高压蒸気が供給されると、その圧力室 84 の圧力が合わせ面 83 に作用する面積 A2 に応じた大きさの押圧荷重が固定側バルブプレート 73 に付与される。そして固定側バルブプレート 73 はバルブ本体部 72 に対して隙間  $\beta$  の範囲で軸線 L 方向に移動可能であるため、前記押圧荷重で固定側バルブプレート 73 が可動側バルブプレート 74 に向けて付勢されて摺動面 77 の密着性が確保される。尚、圧力室 84 の圧力が合わせ面 83 に作用する面積 A2 は、シール部材 82 でシールされる合わせ面 83 の外端まで含まれる。

#### 【0072】

このとき、圧力室 84 に供給された高温高压蒸気の圧力で V パッキン 88 の外

周部の第1のシールリップS1が軸線L方向前方に撓むことで、固定側バルブプレート73の合わせ面83との間が効果的にシールされる。そしてバルブ本体部72が高温高圧蒸気の熱で軸線L1方向に熱伸びしても、Vパッキン88が軸線L方向に追従移動し、かつ高温高圧蒸気の圧力で第1のシールリップS1が弾性変形することでシール性を維持することができる。その結果、圧力室84の高温高圧蒸気が合わせ面73を経て低圧の第7、第8蒸気通路P7、P8に漏れるのを確実に阻止し、膨張機Eの出力向上に寄与することができる。特にVパッキン88の外周部に形成された第1のシールリップS1は円周方向の長さが長いため、広い受圧面積を有して効果的に撓むことができ、固定側バルブプレート73と合わせ面83に確実に密着して高いシール性を発揮することができる。

#### 【0073】

尚、Vパッキン88の内周面の第2のシールリップS2は圧力室84の内周面84aに当接しているが、その内側に低温低圧の作動媒体が通過する第8蒸気通路P8が形成されているため、前記内周面84aの熱伸びは比較的にな小さなものとなり、従ってVパッキン88の第2のシールリップS2のシール性は特に問題にはならない。

#### 【0074】

またコイルスプリング86がパッキンリテーナ87に向けてテーパーしているので、パッキンリテーナ87およびVパッキン88が軸線Lまわりに減衰特性を有して首振り運動するのを許容して摺動面77の密着性を高めることができる。しかも固定側バルブプレート73の振動に追従してコイルスプリング86が伸縮するとき、そのコイルスプリング86が収納された圧力室84内の高温高圧蒸気の抵抗により、固定側バルブプレート73の振動をシール部材82の減衰特性と協働して効果的に減衰させることができる。

#### 【0075】

またバルブ本体部72に軸線L上に形成された第8排気通路P8は膨張後の低温低圧蒸気が通過するために直径を小さくすることができず、従って第8排気通路P8を囲むように形成された圧力室84の圧力が合わせ面83に作用する面積A2も必然的に大きくなる。その結果、圧力室84により発生する押圧荷重も大





きくなって摺動面 77 の面圧が過剰になる虞がある。しかしながら、固定側バルブプレート 73 の摺動面 77 に開口する圧力溝 77 a に高温高压蒸気が通過する第 2 蒸気通路 P 2 の高压を導き、また固定側バルブプレート 73 の摺動面 77 に開口する圧力孔 77 b, 77 b に圧力室 84 の高压を導くことで摺動面 77 に対する押圧荷重を制御し、摺動面 77 の面圧が過剰に上昇するのを防止して摩擦力の低減および異常摩耗の防止を図ることができる。

#### 【0076】

圧力室 84 に供給される高温高压蒸気の圧力が高まると、固定側バルブプレート 73 および可動側バルブプレート 74 の摺動面 77 から高温高压蒸気が漏れ易くなるが、その圧力の増加に応じて圧力室 84 が発生する押圧荷重が増加して摺動面 77 の面圧を高めるので、高温高压蒸気の圧力に応じたシール性を発揮させることができる。特に、図 10 において、摺動面 77 の面積 A 1 に対する圧力室 84 の圧力が合わせ面 83 に作用する面積 A 2 の比  $A 2 / A 1$  を適宜設定することで、摺動面 77 の面圧を任意に調整することができる。具体的には、比  $A 2 / A 1$  を大きくすると摺動面 77 の面圧が増加し、比  $A 2 / A 1$  を小さくすると摺動面 77 の面圧が減少する。

#### 【0077】

即ち、最適押圧荷重とは、摺動面 77 での若干のリークを勘案し、膨張機 E の出力を最大限に発揮させ、かつ熱効率の良い押圧荷重であり、膨張室 43...へ供給される高温高压蒸気の圧力と押圧荷重とが同圧のときであって、バランス比  $A 2 / A 1 \div 1$  となる。尚、膨張室 43...へ供給された高温高压蒸気の圧力は供給後すぐに膨張作用で圧力降下するので、膨張室 43...へ供給される直前の高温高压の圧力以下の圧力として圧力室 84 の圧力を勘案し、摺動面 77 への押圧荷重を設定すれば良い。

#### 【0078】

尚、主として図 10 に示される実施例では、回り止めのノックピン 81, 81 を固定側バルブプレート 73 の背面のほぼ中心位置に設け、また固定側バルブプレート 73 を隙間  $\beta$  分だけ軸線 L 方向に移動自在とし、かつ固定側バルブプレート 73 をシール部材 82 の潰れ代分だけ径方向に移動自在としたので、固定側バ

ルブプレート 73 の首振り範囲を大きく確保することができ、特に蒸気圧が低い場合に適している。

#### 【0079】

更に、後部カバー 18 をケーシング本体 12 から取り外すだけで、ケーシング本体 12 に対してロータリバルブ 71 を着脱することができるので、修理、清掃、交換等のメンテナンス作業性が大幅に向上する。また高温高压蒸気が通過するロータリバルブ 71 は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板 31 や出力軸 32 がロータ 22 を挟んでロータリバルブ 71 の反対側に配置されるので、高温となるロータリバルブ 71 の熱でオイルが加熱されて斜板 31 や出力軸 32 の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ 71 を冷却して過熱を防止する機能も発揮する。

#### 【0080】

ところで、膨張機 E を組み立てる際にシリンダスリーブ 41 の底部（即ち、ロータヘッド 38 に支持された蓋部材 69）およびピストン 42 の頂部間のデッドボリユームの大きさ、つまりピストン 42 が上死点にあるときの作動室 43 の容積を調整する必要がある。出力軸 32 のフランジ 32d と組み合わせアンギュラベアリング 23f, 23r のインナーレースとの間に介在するシム 97 を薄くすると、出力軸 32 が前方（図 1 の右側）に移動するため、ロータヘッド 38 も前方に移動するが、ピストン 42 は斜板 31 に規制されて前方に移動できないため、前記デッドボリユームは減少する。逆に、前記シム 97 を厚くすると、出力軸 32 と共にロータヘッド 38 が後方（図 1 の左側）に移動するため、前記デッドボリユームは増加する。その結果、シム 97 の交換だけでデッドボリユームを任意に調整することが可能になり、デッドボリユームの調整に要する工程を削除して時間を大幅に節減することができる。

#### 【0081】

また所定の厚さを有する単一のシム 97 を出力軸 32 のフランジ 32d と組み合わせアンギュラベアリング 23f, 23r との間に挟み、斜板 31 を支持するアンギュラベアリング 30 およびロータ 22 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 23f, 23r を組み込んだ前部カバー 15 と、ピストン 42 …を組み

込んだロータ 22 とを一つのナット 98 で締め付けるだけでデッドボリウムを調整することができるので、従来の前後 2 個のシムの厚さをそれぞれ調整する場合に比べて調整作業を簡単に行うことができる。しかもデッドボリウムの調整に際して、ピストン 42 …を組み込んだロータ 22 をケーシング本体 12 に組み付けたままで良いため、調整後のデッドボリウムの確認作業がピストン 42 …および斜板 31 の接触状態を直接見ながら行えるようになる。

#### 【0082】

上述のようにして、シム 97 の厚さを変更することで組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r に対して出力軸 32 の位置を前後に調整すると、ロータ 22 の後端部のロータヘッド 38 の位置も前後に移動するが、そのロータヘッド 38 はケーシング本体 12 との間に設けたラジアルベアリング 24 のインナーレースに対して軸線 L 方向に摺動自在であるため、出力軸 32 の位置の調整に支障を来すことがない。

#### 【0083】

而して、膨張室 43 に供給された高温高圧蒸気の圧力でピストン 42 がシリンダスリーブ 41 から押し出される方向に付勢されると、ピストン 42 の押圧力は斜板 31、アンギュラベアリング 30、斜板ホルダ 28 および前部カバー 15 を介して組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r のアウターレースを前方（図 1 の右側）に押圧し、前記ピストン 42 の押圧力と逆向きのシリンダスリーブ 41 の押圧力は、ロータヘッド 38 および出力軸 32 を介して組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r のインナーレースを後方（図 1 の左側）に押圧する。即ち、膨張室 43 に供給された高温高圧蒸気により発生する荷重は組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r の内部で打ち消され、ケーシング本体 12 に伝達されることはない。

#### 【0084】

出力軸 32、3 個のスリーブ支持フランジ 33, 34, 35、ロータヘッド 38 および断熱カバー 40 で構成されたロータ 22 は熱膨張量が比較的小さい鉄系材料で構成されているのに対し、そのロータ 22 を組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r およびラジアルベアリング 24 を介して支持するケーシ

グ 1 1 は熱膨張量が比較的に大きいアルミニウム系材料で構成されているため、膨張機 E の低温時と高温時とで特に軸線 L に沿う方向の熱膨張量に差が発生する。

#### 【 0 0 8 5 】

ロータ 2 2 よりも熱膨張量が多いケーシング 1 1 は、高温時にはロータ 2 2 よりも余分に膨張して軸線 L 方向の寸法が相対的に増加し、逆に低温時には余分に収縮して軸線 L 方向の寸法が相対的に減少する。このとき、ケーシング 1 1 とロータ 2 2 とは組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r を介して軸線 L 方向に位置決めされているため、両者の熱膨張量の差はラジアルベアリング 2 4 のインナーレースに対するロータヘッド 3 8 の摺動により吸収され、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r、ラジアルベアリング 2 4 およびロータ 2 2 に軸線 L 方向の過大な荷重が作用するのが防止される。これにより、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r およびラジアルベアリング 2 4 の耐久性が向上するだけでなく、ロータ 2 2 の支持を安定させてスムーズな回転を可能にすることができ、しかも温度変化に伴うシリンダスリーブ 4 1 の頂部およびピストン 4 2 の頂部間のデッドボリュウムの変動を防止することができる。

#### 【 0 0 8 6 】

なぜならば、仮にロータ 2 2 の両端部がケーシング 1 1 に軸方向に移動不能に拘束されているとすると、低温時にはロータ 2 2 に対してケーシング 1 1 が軸線 L 方向に収縮しようとするため、ケーシング 1 1 の一部である斜板ホルダ 2 8 に支持された斜板 3 1 に頭部が当接するピストン 4 2 が後方に押圧され、かつケーシング 1 1 にラジアルベアリング 2 4 を介して支持されたロータヘッド 3 8 が前方に押圧されることで、ピストン 4 2 がシリンダスリーブ 4 1 の内部に押し込まれてデッドボリュウムが減少するからである。逆に、高温時にはロータ 2 2 に対してケーシング 1 1 が軸線 L 方向に伸長しようとするため、ピストン 4 2 がシリンダスリーブ 4 1 の内部から引き出されてデッドボリュウムが増加することになり、暖機完了後の通常運転状態における高温高圧蒸気の初期容積の増大、つまり膨張機 E の容積比（膨張比）の低下による熱効率の低下が発生してしまう。

#### 【 0 0 8 7 】

それに対して、本実施例ではロータ 22 がケーシング 11 に対して軸線 L 方向に浮動状態で支持されているため、組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r およびラジアルベアリング 24 の軸受間の間隙の増大および予荷重の低下が防止され、温度変化に伴うデッドボリウムの変動が防止される。これにより、膨張機 E の容積比（膨張比）の変動を防止して安定した性能を確保することができる。

#### 【0088】

特に、高温高压蒸気を作動媒体として使用する膨張機 E では、高温時および低温時の温度差が大きくなるため、上記効果が有効に発揮される。また高温高压蒸気が供給されるロータリバルブ 71 の近傍は高温時および低温時の温度差が大きくなるが、そのロータリバルブ 71 に近い側に配置されたラジアルベアリング 24 に対してロータヘッド 38 が軸線 L 方向に摺動可能なため、ケーシング 11 およびロータ 22 の熱膨張量の差を支障なく吸収することができる。

#### 【0089】

図 16～図 19 は本発明の第 2 実施例を示すもので、図 16 はロータリバルブまわりの拡大断面図、図 17 は図 16 の 17-17 線矢視図、図 18 は図 16 の 18-18 線矢視図、図 19 はコイルスプリング、パッキンリテーナおよび V パッキンの斜視図である。

#### 【0090】

第 1 実施例ではロータ 22 の軸線 L 上に蒸気排出パイプ 89 を配置し、その径方向外側に偏倚して蒸気供給パイプ 85 を配置していたが、第 2 実施例ではその位置関係を入れ換え、ロータ 22 の軸線 L 上に蒸気供給パイプ 85 を配置し、その径方向外側に偏倚して蒸気排出パイプ 89 を配置している。

#### 【0091】

また第 1 実施例のバルブ本体部 72 は後部カバー 18 と一体に形成されていたが、第 2 実施例のバルブ本体部 72 は後部カバー 18 に着脱可能に取り付けられる。即ち、バルブ本体部 72 の後部に一体に形成された円形のフランジ 72 a が後部カバー 18 の後面にシール部材 101 を介して当接し、複数本のボルト 102…で固定される。このとき、バルブ本体部 72 の前部に一体に形成された円形

断面の支持部 72b が後部カバー 18 の支持孔 18a に嵌合する。後部カバー 18 の支持孔 18a に連なる支持面 18b に環状のホルダ 79 が複数本のボルト 80…で固定されており、このホルダ 79 の内部に、主に固定側バルブプレート 73 の首振りに追従する弾性体として機能するシール部材 82 を介して保持された固定側バルブプレート 73 が、テフロンコーティングしたノックピン 81, 81 で回り止めされる。固定側バルブプレート 73 はノックピン 81, 81 によって回転方向に位置決めされるが、径方向および軸線 L 方向には僅かに移動可能にフローティング支持される。

#### 【0092】

バルブ本体部 72 が固定側バルブプレート 73 に当接する合わせ面 83 に、円形断面の圧力室 84 が開口する。バルブ本体部 72 をシール部材 103 を介して貫通する蒸気供給パイプ 85 が圧力室 84 の中心を通して合わせ面 83 まで延びており、圧力室 84 の内部において、蒸気供給パイプ 85 の外周にコイルスプリング 86、パッキンリテーナ 87 および V パッキン 88 が順次配置される。

#### 【0093】

蒸気供給パイプ 85 の先端と固定側バルブプレート 73 の合わせ面 83 との間には僅かな隙間が設定されており、蒸気供給パイプ 85 が軸線 L 方向に熱膨張しても、その先端が合わせ面 83 と干渉しないようになっている。蒸気供給パイプ 85 に形成した 1 個の通孔 85a が圧力室 84 の後部に連通する。通孔 85a の数は、蒸気供給パイプ 85 の強度および圧力室 84 への必要蒸気供給に応じて複数個としても良い。

#### 【0094】

金属製のパッキンリテーナ 87 は、蒸気供給パイプ 85 の外周に緩く嵌合する円筒部 87d と、テーパーしていない等径のコイルスプリング 86 が当接する円錐面 87e と、円錐面 87e の反対側で V パッキン 88 を支持する円錐面 87f とを備える。合成樹脂製の V パッキン 88 は、蒸気供給パイプ 85 の外周に緩く嵌合する貫通孔 88d と、パッキンリテーナ 87 の円錐面 87f に支持される円錐面 88e と、固定側バルブプレート 73 の合わせ面 83 に当接する平坦面 88f とを備える。

## 【0095】

蒸気供給パイプ85の内部に形成した第1蒸気通路P1は、固定側バルブプレート73に形成した第2蒸気通路P2を介して摺動面77に連通する。固定側バルブプレート73に形成されて合わせ面83に開口する圧力溝73aが、連通孔77bを介して固定側バルブプレート73に形成した第2蒸気通路P2に連通する。

## 【0096】

またケーシング本体12および後部カバー18の間には蒸気排出室104が形成されており、この蒸気排出室104は蒸気排出パイプ89に連通するとともに、バルブ本体部72の内部に形成した第7蒸気通路P7と、固定側バルブプレート73に形成した第5、第6蒸気通路P5、P6とを介して摺動面77に連通する。尚、第5蒸気通路P5は円弧状に形成されて摺動面77に開口し、第5蒸気通路P5に連通する第6、第7蒸気通路P6、P7は各々2個に分割されて合わせ面83に開口する。

## 【0097】

この第2実施例によれば、蒸気供給パイプ85の通孔85aから圧力室84に供給された高温高圧蒸気は、Vパッキン88の第1のシールリップS1を軸線L方向前方に弾性変形させて固定側バルブプレート73の合わせ面83に押し付け、かつVパッキン88の第2のシールリップS2を径方向内向きに弾性変形させて蒸気供給パイプ85の外周面に押し付けることでシール性を発揮する。高温高圧蒸気が流れる蒸気供給パイプ85は大きく熱伸びするが、その直径が比較的小さいことで第2のシールリップS2とのシール面の周長が短くなるため、第2のシールリップS2との間に発生する摩擦力を低減することができる。

## 【0098】

また第2実施例では、蒸気排出パイプ89に比べて直径が小さい蒸気供給パイプ85の周囲を囲むように圧力室84を形成したため、その圧力室84の圧力が合わせ面83に作用する面積A2を小さくすることが容易であり、比 $A2/A1$ を小さく設定して固定側バルブプレート73を押圧する押圧荷重を小さくすることができ、摺動面77に過剰な面圧が発生するのを抑制する効果がある。それで

もなお摺動面 7 7 に過剰な面圧が発生する場合には、摺動面 7 7 の圧力を固定側バルブプレート 7 3 を貫通する連通孔 7 3 b から合わせ面 8 3 に開口する圧力溝 7 3 a に逃がすことにより、摺動面 7 7 の面圧を低減して摺動抵抗を減少させることができる。

#### 【0 0 9 9】

尚、この第 2 実施例は、第 1 実施例に比べて回り止めのノックピン 8 1, 8 1 が固定側バルブプレート 7 3 の径方向外側に配置されていることから、固定側バルブプレート 7 3 の径方向の移動量が小で軸線 L 方向の移動量が大になり、その結果として固定側バルブプレート 7 3 の首振り範囲が小さくなるため、主に蒸気の圧力が高い状態での高周波の振動に対する追従性に優れている。また第 2 実施例は、第 1 実施例と異なって導入された蒸気に合わせ面 8 3 が直接晒されないの、特に蒸気の温度が高温である場合に適している。

#### 【0 1 0 0】

第 2 実施例のその他の作用効果は、上述した第 1 実施例の作用効果と同じである。

#### 【0 1 0 1】

図 2 0 および図 2 1 は本発明の第 3 実施例を示すもので、図 2 0 は第 3 実施例に係るロータリバルブまわりの拡大断面図、図 2 1 はコイルスプリング、パッキンリテーナおよび V パッキンの斜視図である。

#### 【0 1 0 2】

第 3 実施例は圧力室 8 4 の内部における構造だけが上記第 2 実施例と異なっているため、その相違点を中心に説明する。図 1 6 に示す第 2 実施例では、その V パッキン 8 8 の第 1 のシールリップ S 1 が固定側バルブプレート 7 3 の合わせ面 8 3 との間をシールし、その第 2 のシールリップ S 2 が蒸気供給パイプ 8 5 の外周面との間をシールしているが、第 3 実施例では、その V パッキン 8 8 の第 1 のシールリップ S 1 が固定側バルブプレート 7 3 の合わせ面 8 3 との間をシールし、その第 2 のシールリップ S 2 が圧力室 8 4 の内周面 8 4 a との間をシールしている。

#### 【0 1 0 3】



即ち、テーパしていない等径のコイルスプリング 86 により付勢されるパッキンリテーナ 87 は、コイルスプリング 86 が当接する平坦面 87 g と、平坦面 87 g の反対側に形成された円錐面 87 h と、蒸気供給パイプ 85 の外周に緩く嵌合する貫通孔 87 i とを備える。パッキンリテーナ 87 により保持される V パッキン 88 は、パッキンリテーナ 87 の円錐面 87 h に支持される円錐面 88 g と、円錐面 88 g の反対側に形成された円錐面 88 h とを備えており、固定側バルブプレート 73 の合わせ面 83 との間をシールする第 1 のシールリップ S1 と、圧力室 84 の内周面 84 a との間をシールする第 2 のシールリップ S2 とが形成される。

#### 【0104】

この V パッキン 88 は圧力室 84 の内周面 84 a との間のシールを主要な目的とするもので、円錐面 88 h の先端を薄肉にした第 2 のシールリップ S2 を圧力室 84 の蒸気圧で径方向外側に変形させて内周面 84 a に密着させるようになっている。従って、第 2 のシールリップ S2 はバルブ本体部 72 の熱伸びによる圧力室 84 の内周面 84 a の内径の拡大に良く追従してシール性を確保することができる。

#### 【0105】

第 3 実施例のその他の作用効果は、上述した第 2 実施例の作用効果と同じである。

#### 【0106】

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

#### 【0107】

例えば、実施例の膨張機 E は作動部としてアキシャルピストンシリンダ群 56 を備えているが、作動部の構造はそれに限定されるものではない。

#### 【0108】

また V パッキン 88 の断面形状も実施例に限定されず、適宜変更可能である。一般的に、V パッキン 88 に作用する蒸気圧が高い場合にはシールリップの撓みによるシール効果が期待できるので、シールリップをできるだけ薄くして撓み易

くすることが望ましい。逆に V パッキン 8 8 に作用する蒸気圧が低い場合にはシールリップの撓みによるシール効果が期待できないので、シールリップを厚くして該シールリップ自体の弾性でシール効果を得ることが望ましい。

#### 【 0 1 0 9 】

また V パッキン 8 8 は実施例の合成樹脂製に限定されず、金属製やセラミック製であっても良い。この場合、シールリップ S 1, S 2 を撓み易くするために、図 2 2 に示すように、そのシールリップ S 1, S 2 の近傍に環状の溝 g 1, g 2 を形成することが望ましい。

#### 【 0 1 1 0 】

また本発明の回転流体機械は膨張機 E に限定されず、圧縮機、液圧ポンプ、液圧モータ等に適用することができる。

#### 【 0 1 1 1 】

##### 【発明の効果】

以上のように請求項 1 に記載された発明によれば、ケーシングに固定したバルブ本体部に固定側バルブプレートを回転不能にフローティング支持し、バルブ本体部に固定側バルブプレートとの合わせ面に開口するように形成した圧力室に高圧の作動媒体を供給し、シール部材により合わせ面をシールして高圧の作動媒体の圧力を受圧するので、圧力室の作動媒体の圧力で固定側バルブプレートを可動側バルブプレートとの摺動面に押し付ける押圧荷重を発生させ、その摺動面を密着させて作動媒体の漏れを防止することができる。またフローティング支持により固定側バルブプレートを摺動面の振れに追従させて押圧荷重の摺動面に対する追従性を高め、摺動面のシール性を確保することができる。

#### 【 0 1 1 2 】

特に、作動媒体の圧力が高いために摺動面からの漏れが発生し易いときには、それに応じて圧力室が発生する押圧荷重が大きくなるため、作動媒体の圧力が変動しても摺動面に常に最適の面圧を発生させて作動媒体の漏れを防止しながら、前記面圧の過剰な増加を防止して摺動面の摩擦抵抗を最小限に抑えることができる。

#### 【 0 1 1 3 】

しかもバルブ本体部にフローティング支持された固定側バルブプレートと圧力室との間をシール部材でシールして作動媒体の漏れを防止するので、圧力室が発生する押圧荷重を安定させることができ、また固定側バルブプレートは軸線方向および径方向の移動が可能であるので、シール性を確保しながら首振り運動して摺動面の傾きに対して追従することができる。

#### 【0 1 1 4】

また請求項 2 に記載された発明によれば、シール部材が作動媒体の圧力および熱による軟化で弾性変形するシールリップを有するので、作動媒体の圧力の増加や温度の上昇に応じてシールリップを変形させてシール性を一層高めることができ、かつシールリップの形状から低フリクションで軸線方向に移動することができる。

#### 【0 1 1 5】

また請求項 3 に記載された発明によれば、シール部材を弾発付勢手段で固定側バルブプレートとの合わせ面に向けて付勢するので、作動媒体の圧力が立ち上がっていないときにシール部材を付勢してシール性を確保することができ、また摺動面の振れに伴う固定側バルブプレートの振動をシール部材の減衰特性と合わせて弾発付勢手段の弾発力で減衰させ、摺動面の密着性を確保することができる。

#### 【0 1 1 6】

また請求項 4 に記載された発明によれば、弾発付勢手段をシール部材に向かってテーパするテーパコイルスプリングで構成したので、そのテーパコイルスプリングの調芯性により、可動側バルブプレートにより発生する摺動面の振れに伴う固定側バルブプレートのその揺れと異なる揺動に対し、固定側バルブプレートを軸線まわりに首振り運動させて追従させ、弾発付勢手段による減衰特性と合わせて摺動面の密着性を一層効果的に確保することができる。

#### 【0 1 1 7】

また請求項 5 に記載された発明によれば、バルブ本体部の中央に設けた低温側の作動媒体の通路の周囲を囲むように環状の圧力室を形成したので、圧力室に収納したシール部材の温度上昇を抑えてシール性を維持することができる。しかも固定側バルブプレートおよび可動側バルブプレートを低温側の作動媒体で効果的

に冷却して摺動面の平滑性および耐摩耗性を維持することができる。

#### 【0 1 1 8】

また請求項 6 に記載された発明によれば、バルブ本体部の中央に設けた高压側の作動媒体の通路の周囲を囲むように環状の圧力室を形成したので、圧力室に発生する押圧荷重を摺動面に均一に作用させることができる。これにより、圧力室を小型化して押圧荷重を小さく設定しても、摺動面の密着性を確保して偏摩耗を防止することができ、しかも摺動面への押圧荷重を適正最小化できるので、摺動面に発生する摩擦抵抗を低減して回転流体機械のロストルクを低減することができる。

#### 【0 1 1 9】

また請求項 7 に記載された発明によれば、シール部材の第 1 のシールリップで固定側バルブプレートの合わせ面との間をシールし、かつ第 2 のシールリップで圧力室の内周面との間をシールして圧力室の密封性を維持することができ、特に第 2 のシールリップはそのリップ構造から作動媒体の圧力の変動および固定側バルブプレートの軸線方向および径方向の変位に対して、圧力室の内周面に追従性良く密着してシール性を高めることができる。

#### 【0 1 2 0】

また請求項 8 に記載された発明によれば、シール部材の第 1 のシールリップで固定側バルブプレートの合わせ面との間をシールし、かつ第 2 のシールリップはそのリップ構造から圧力室内に挿入された作動媒体配管の高温の作動媒体による径方向の熱伸びに対して追従し、作動媒体配管の外周面との間をシールして圧力室の密封性を維持することができ、特に第 2 のシールリップは圧力室の内周面に比べて小径の作動媒体配管の外周面をシールするので、径方向はシールリップが線接触となり、そのシール部の摩擦抵抗を低減して作動媒体配管の熱伸びにスムーズに追従することができ、更にシール部材を中心にして固定側バルブプレートは摺動面の軸線方向および径方向の首振り運動に追従することができる。

#### 【0 1 2 1】

また請求項 9 に記載された発明によれば、摺動面の面積に対する、圧力室の圧力が合わせ面に作用する面積の比により摺動面の面圧を設定するので、摺動面の

シール性を確保しながら該摺動面の摩擦抵抗を低減できる最適の面圧を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

膨張機の縦断面図

【図 2】

図 1 の 2 - 2 線断面図

【図 3】

図 1 の 3 - 3 線矢視図

【図 4】

図 1 の 4 部拡大図

【図 5】

図 1 の 5 部拡大図

【図 6】

ロータの分解斜視図

【図 7】

図 4 の 7 - 7 線断面図

【図 8】

図 4 の 8 - 8 線断面図

【図 9】

図 4 の 9 部拡大図

【図 10】

図 5 の 10 部拡大図

【図 11】

図 10 の 11 - 11 線矢視図

【図 12】

図 10 の 12 - 12 線矢視図

【図 13】

図 5 の 13 - 13 線断面図

## 【図 14】

図 5 の 14-14 線断面図

## 【図 15】

コイルスプリング、パッキンリテーナおよび V パッキンの斜視図

## 【図 16】

本発明の第 2 実施例に係るロータリバルブまわりの拡大断面図

## 【図 17】

図 16 の 17-17 線矢視図

## 【図 18】

図 16 の 18-18 線矢視図

## 【図 19】

コイルスプリング、パッキンリテーナおよび V パッキンの斜視図

## 【図 20】

本発明の第 3 実施例に係るロータリバルブまわりの拡大断面図

## 【図 21】


コイルスプリング、パッキンリテーナおよび V パッキンの斜視図

## 【図 22】

V パッキンの他の実施例を示す図

## 【符号の説明】

11	ケーシング
22	ロータ
56	アキシヤルピストンシリンダ群（作動部）
71	ロータリバルブ
72	バルブ本体部
73	固定側バルブプレート
74	可動側バルブプレート
77	摺動面
83	合わせ面
84	圧力室

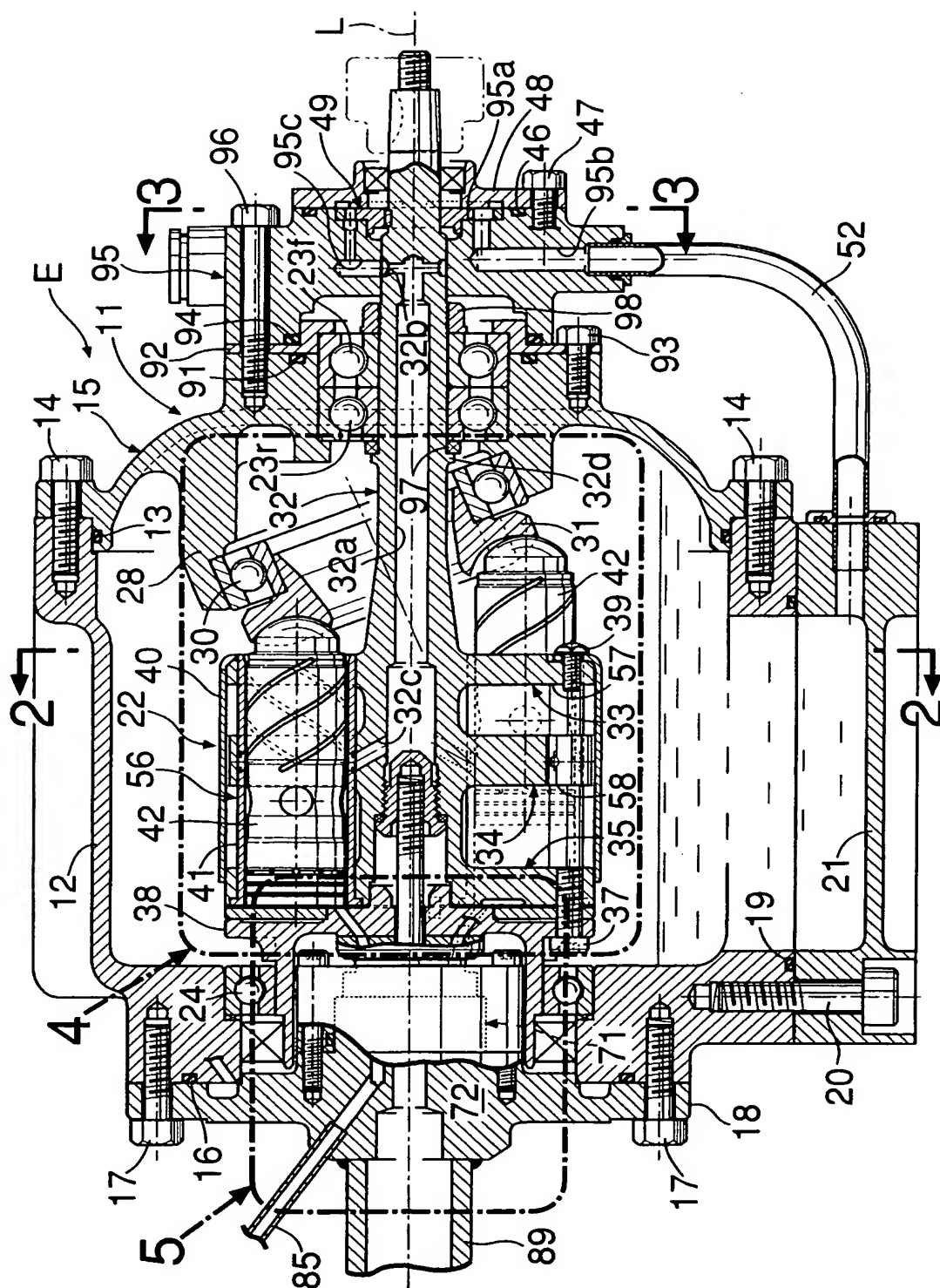


8 4 a	内周面
8 5	蒸気供給パイプ（作動媒体配管）
8 6	コイルスプリング（弾発付勢手段）
8 8	Vパッキン（シール部材）
A 1	摺動面の面積
A 2	圧力室の圧力が合わせ面に作用する面積
L	軸線
P 1	第 1 蒸気供給通路（供給通路）
P 2	第 2 蒸気供給通路（供給通路）
P 5	第 5 蒸気供給通路（排出通路）
P 6	第 6 蒸気供給通路（排出通路）
P 7	第 7 蒸気供給通路（排出通路）
P 8	第 8 蒸気供給通路（排出通路）
S 1	第 1 のシールリップ（シールリップ）
S 2	第 2 のシールリップ（シールリップ）

【書類名】

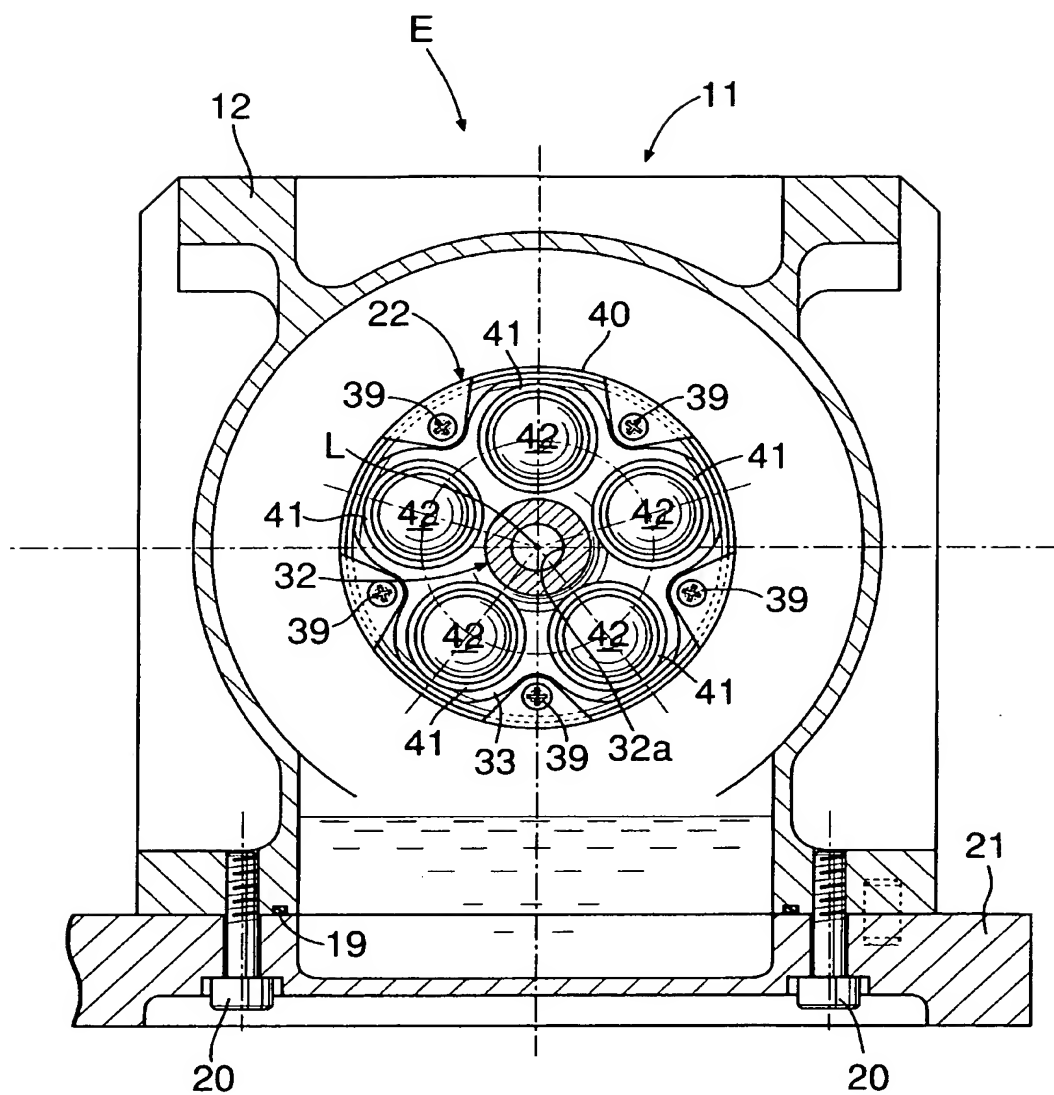
図面

【図 1】

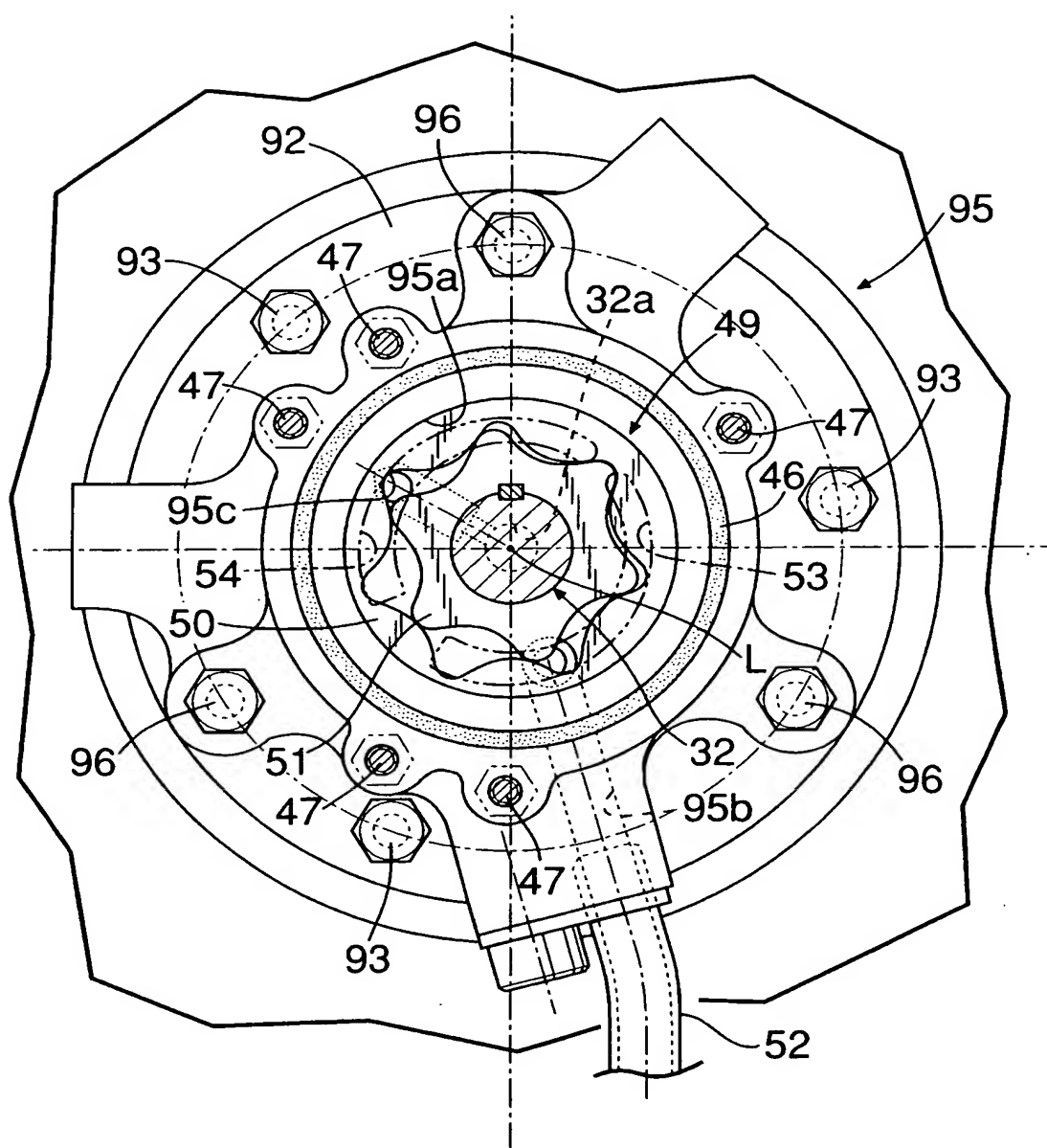




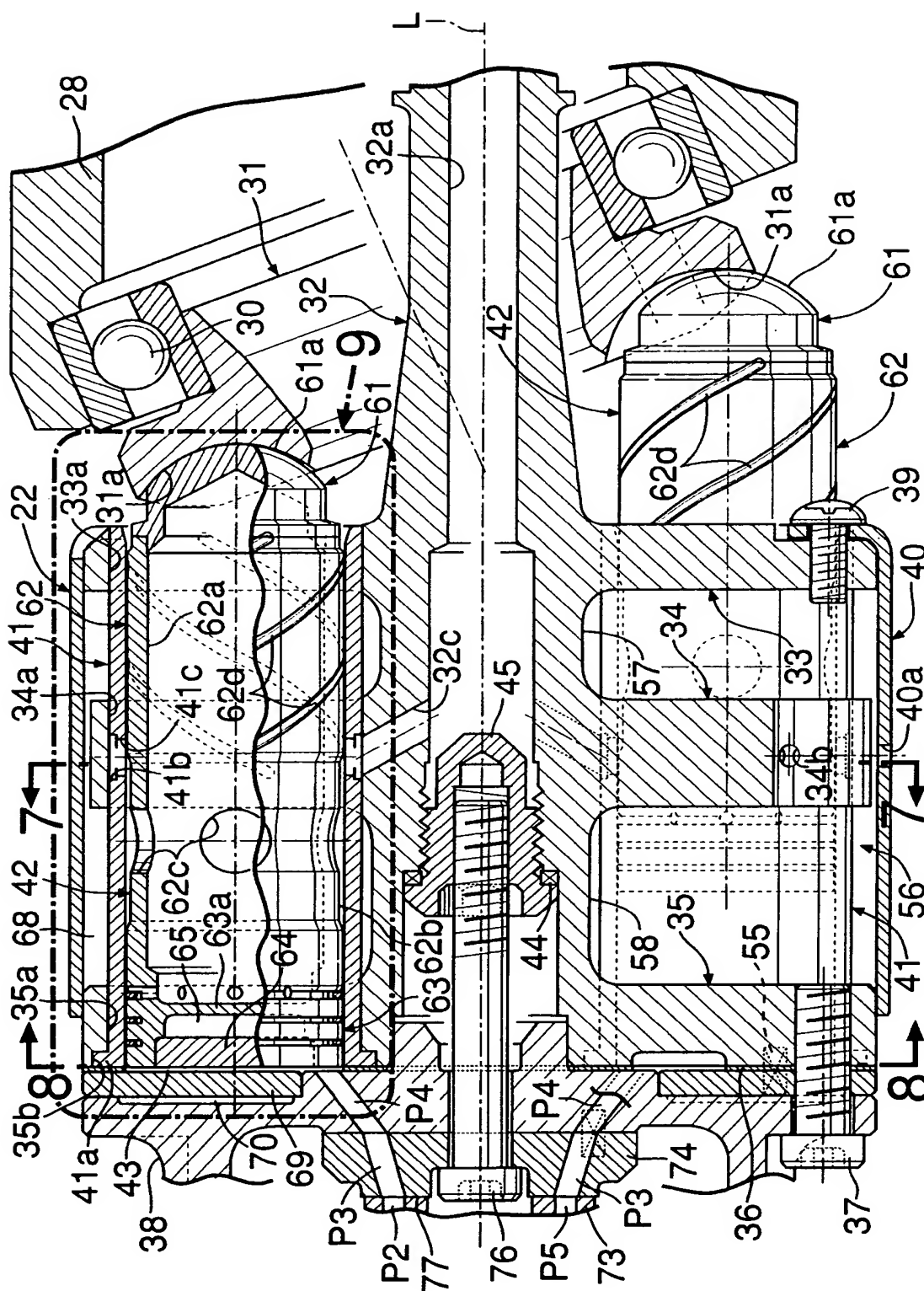
【図 2】



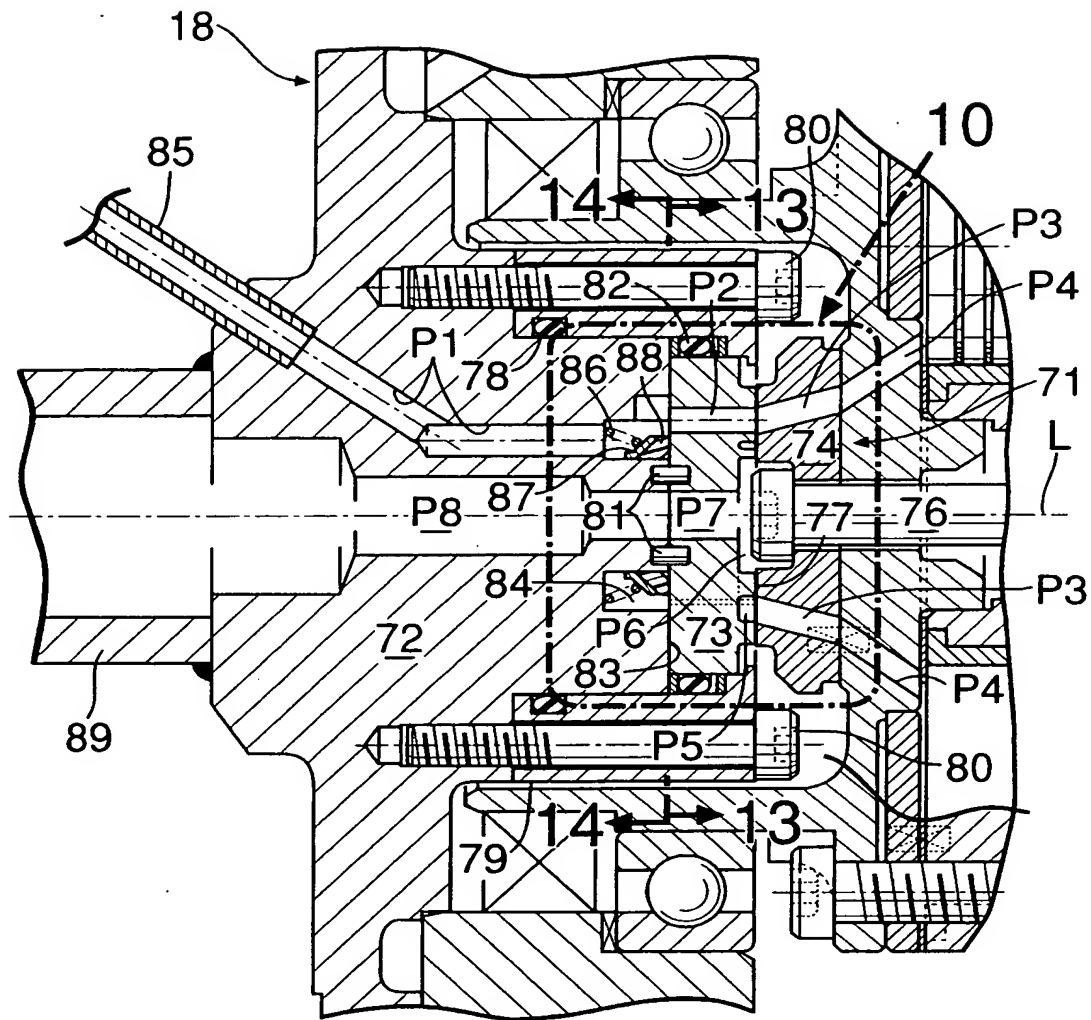
【図 3】



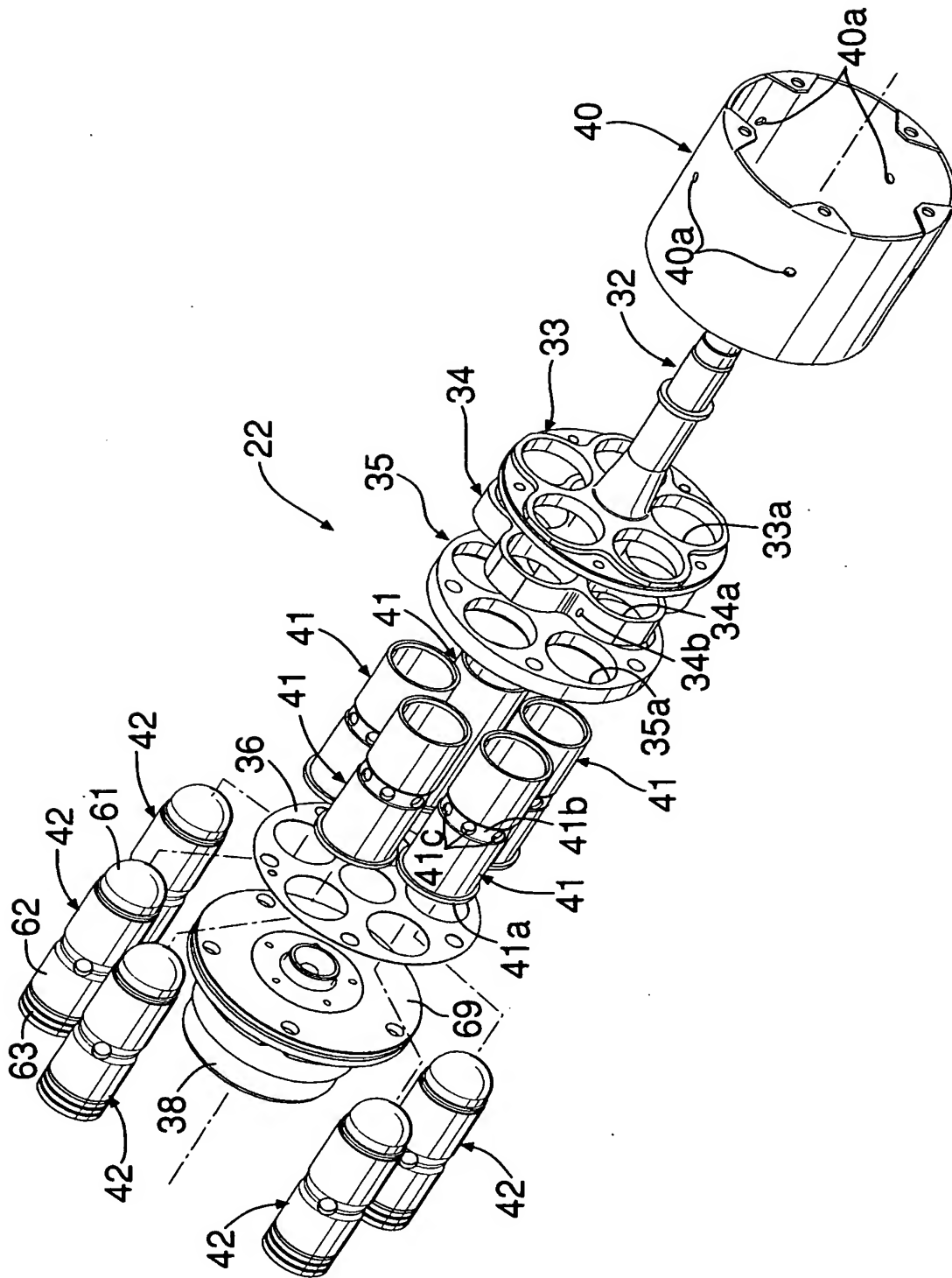
【図 4】



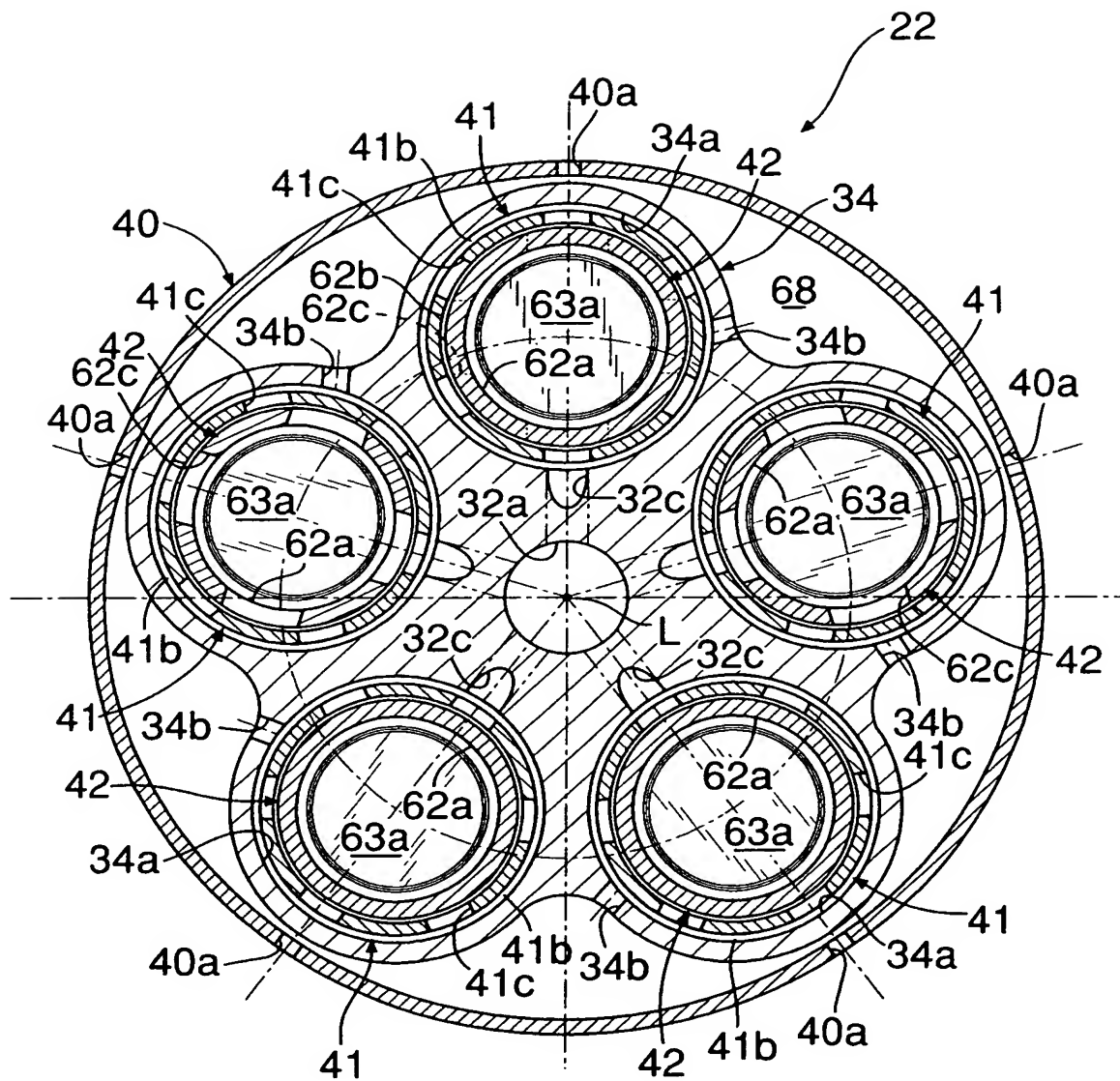
【図 5】



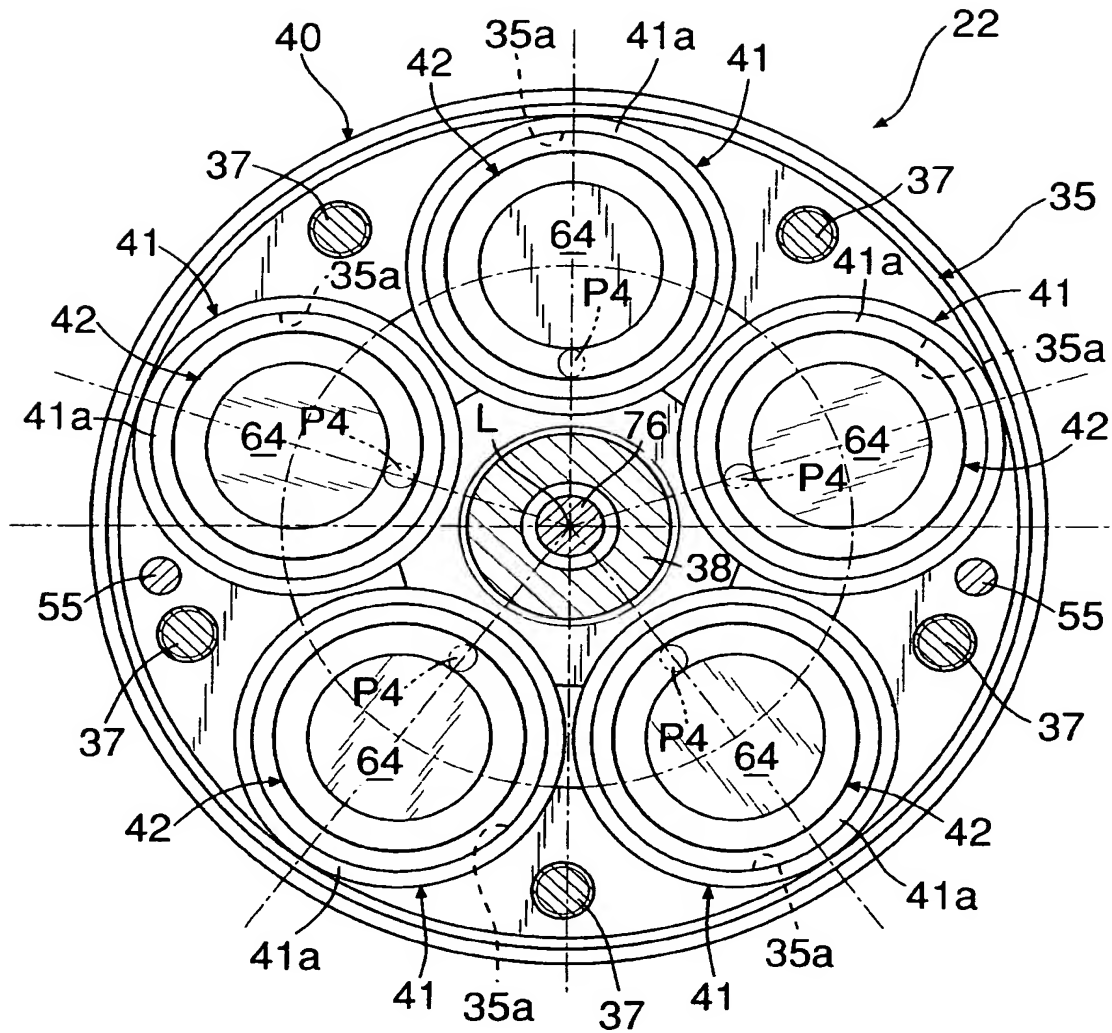
【図 6】



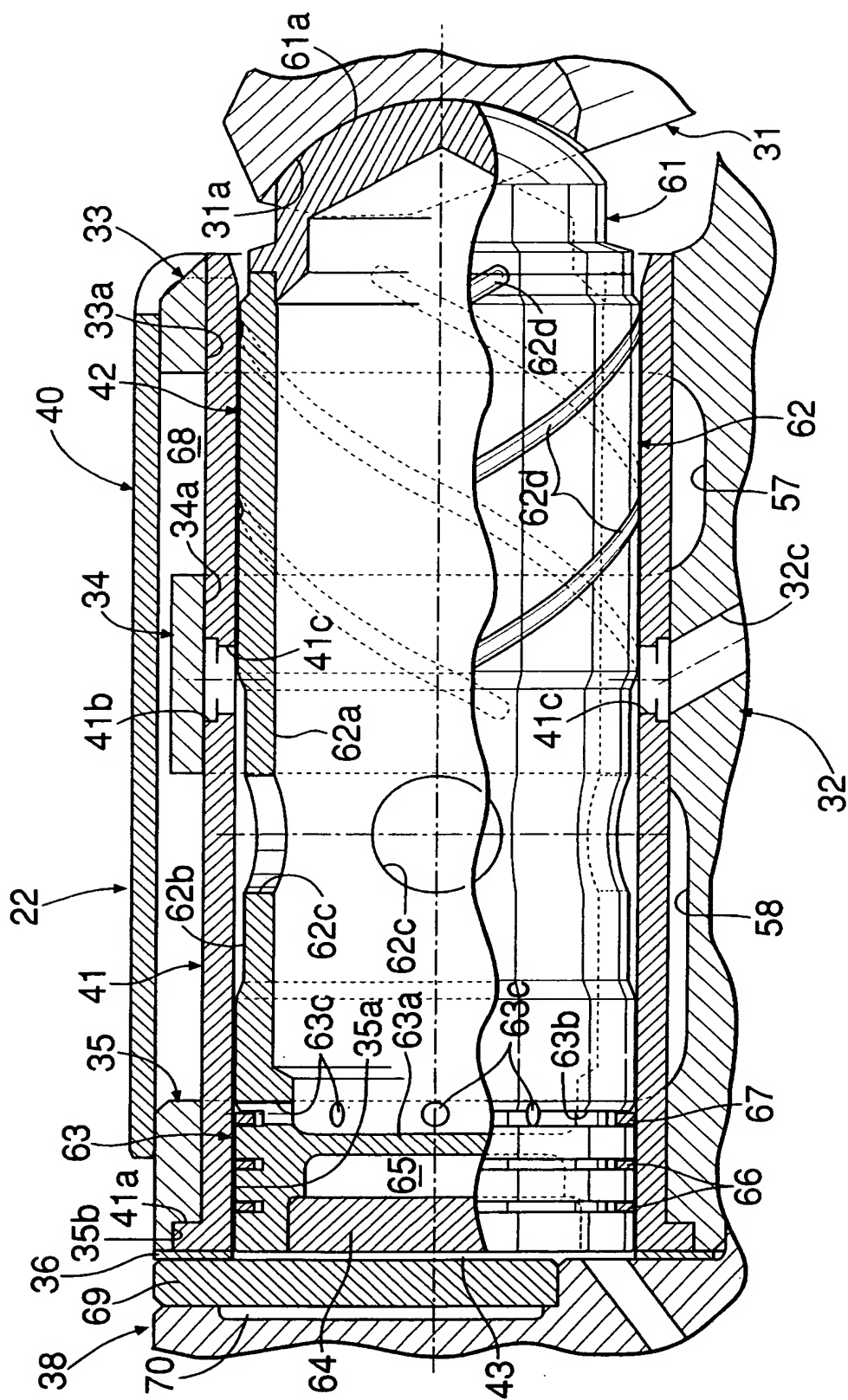
【図 7】



【図 8】

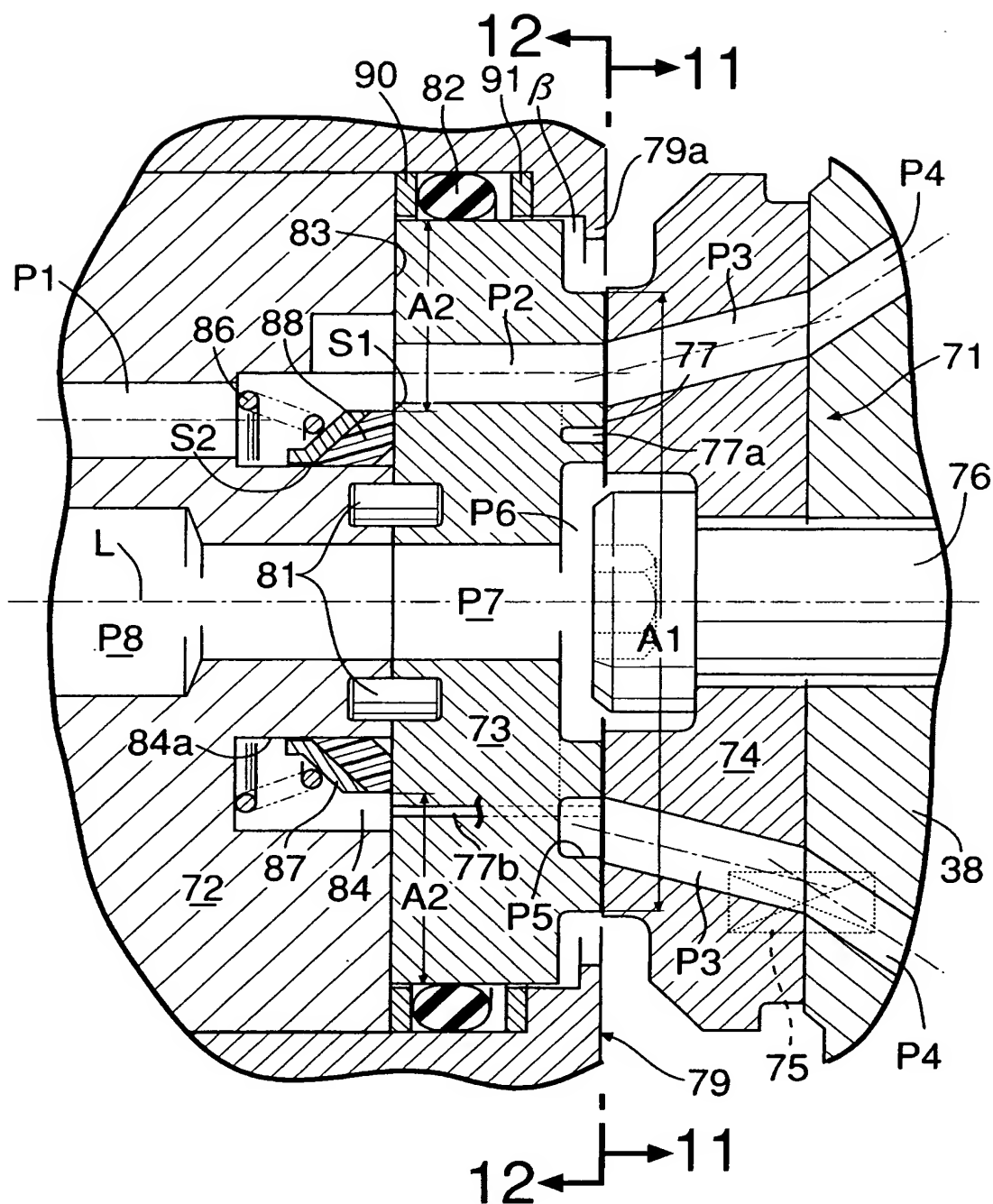


【図 9】

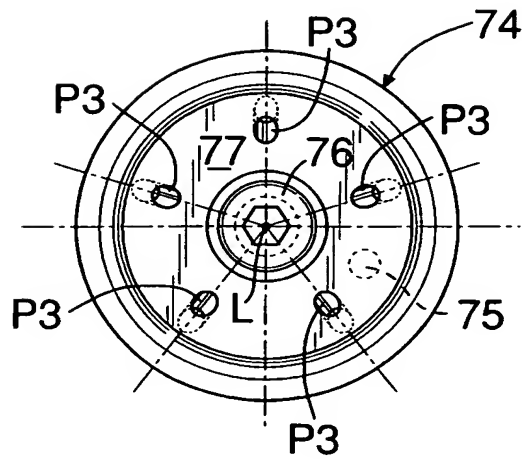




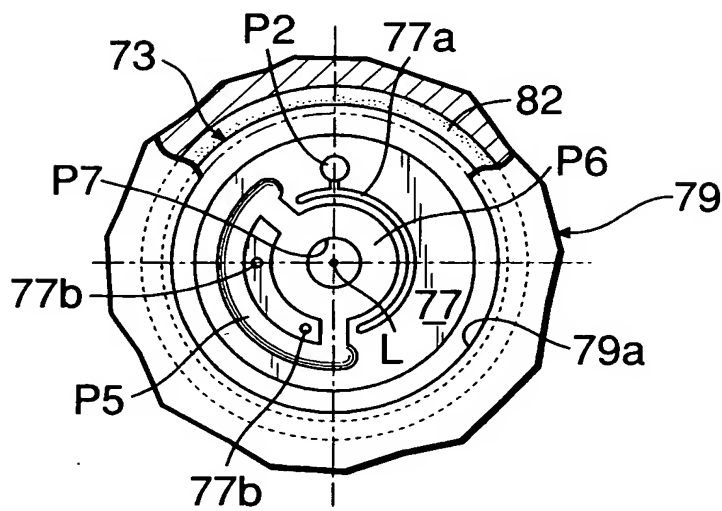
【図 10】



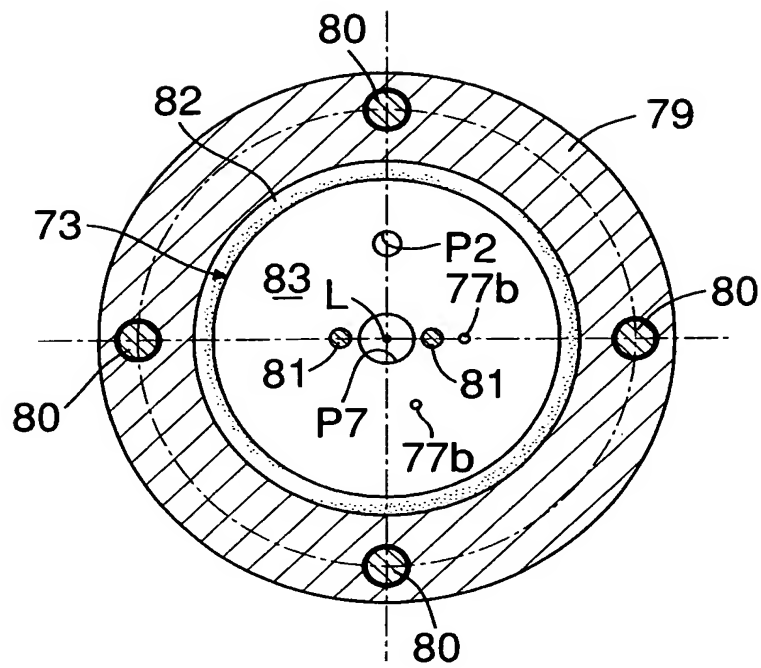
【図 11】



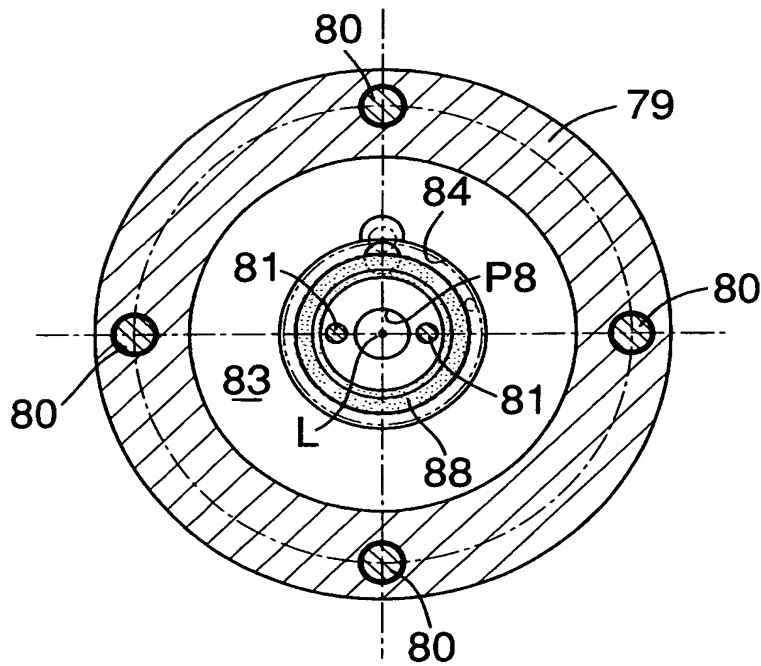
【図 12】



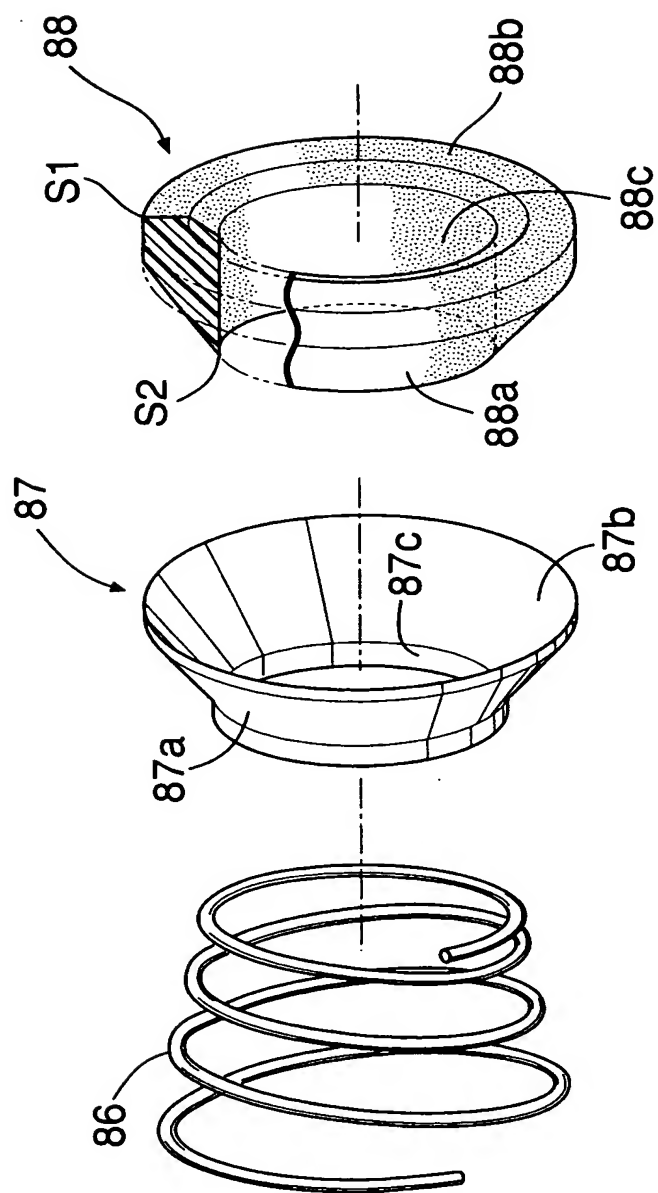
【図 13】



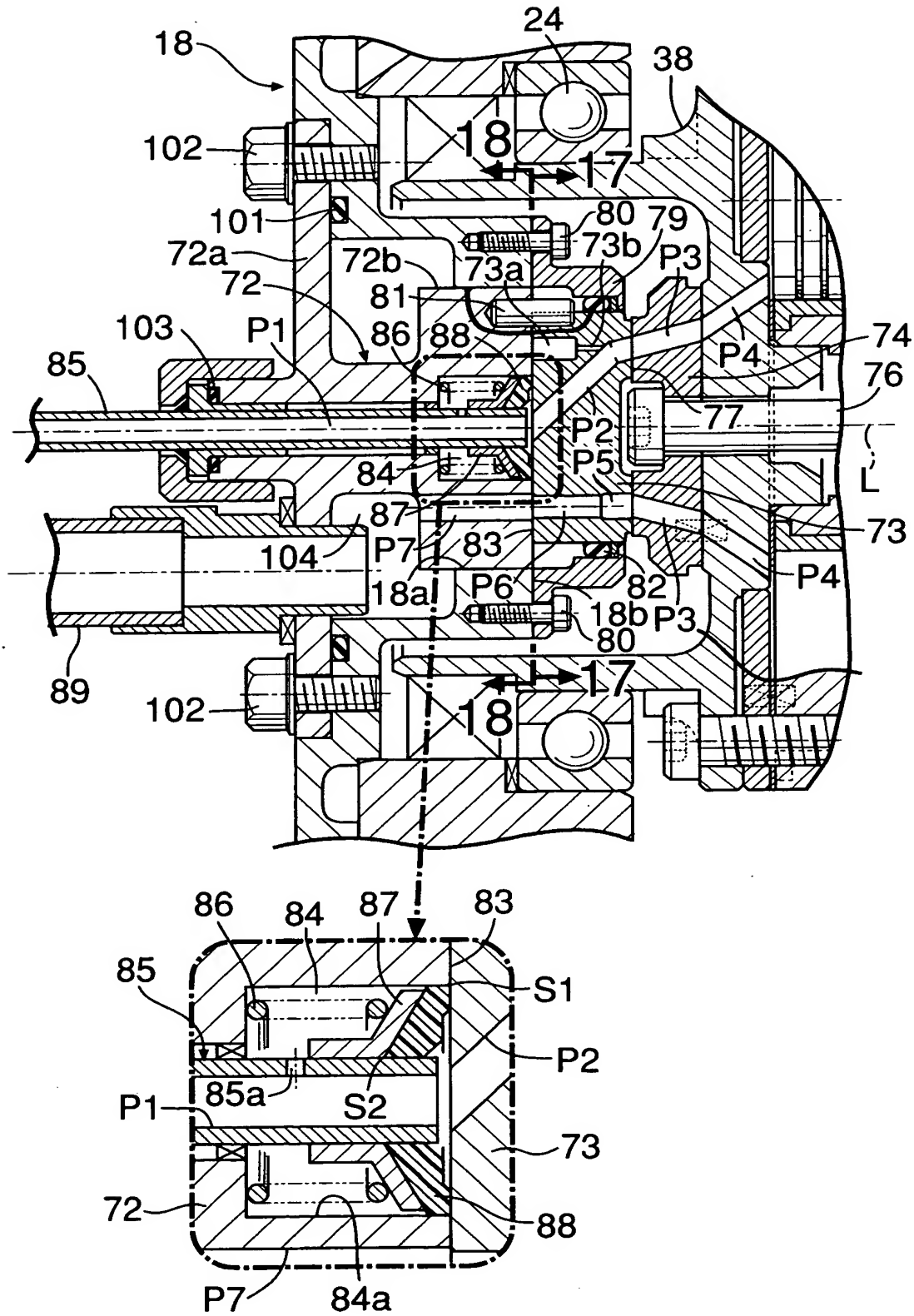
【図 14】



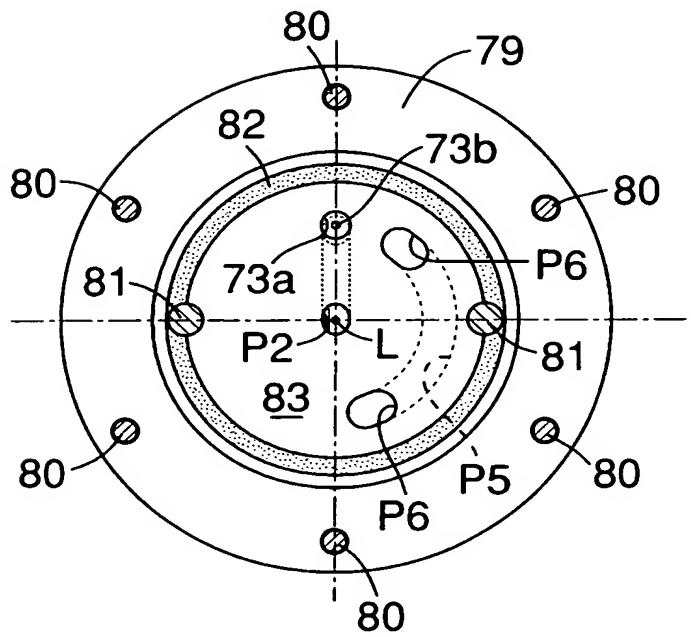
【図 15】



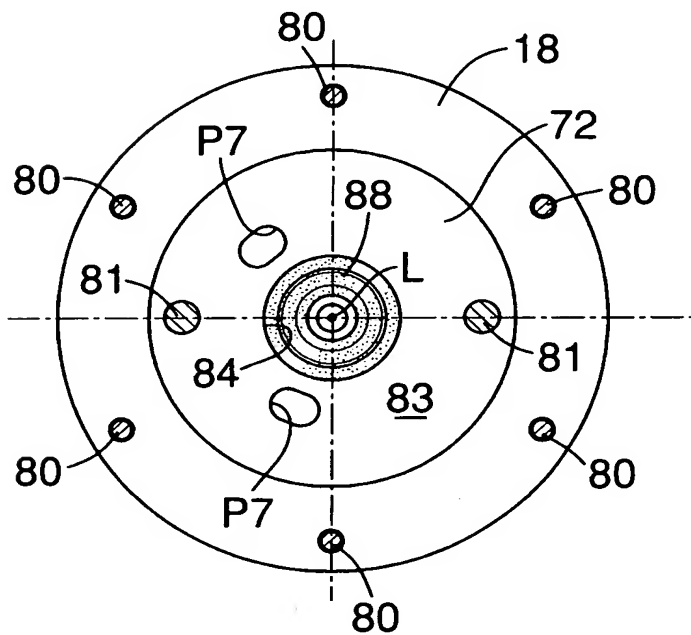
【図 16】



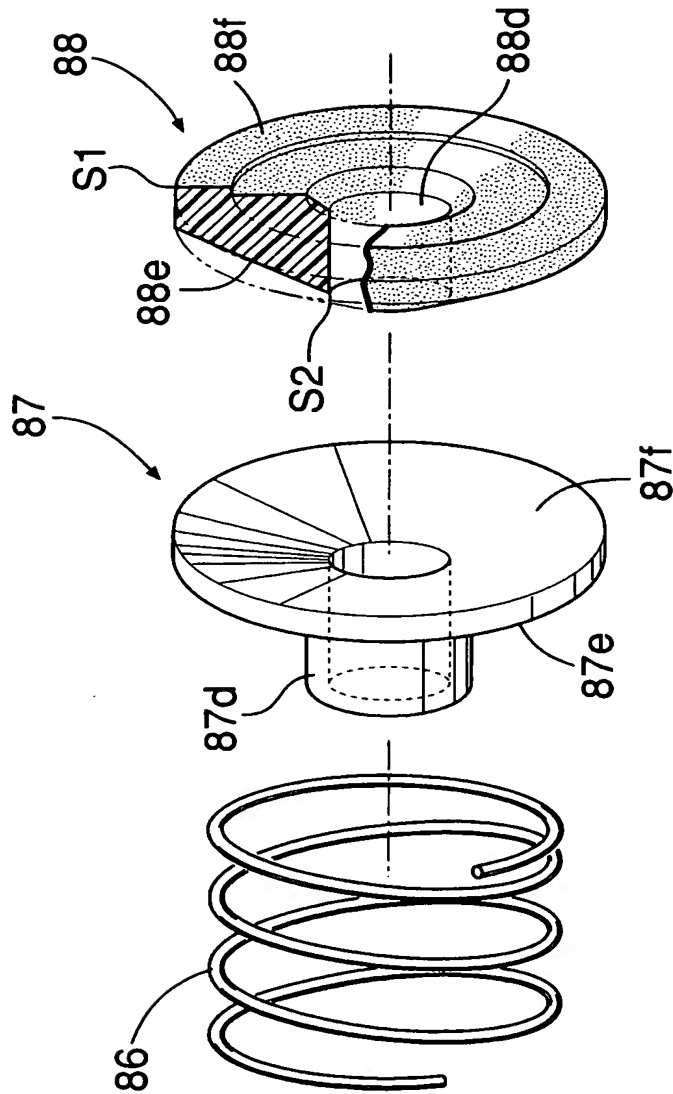
【図 17】



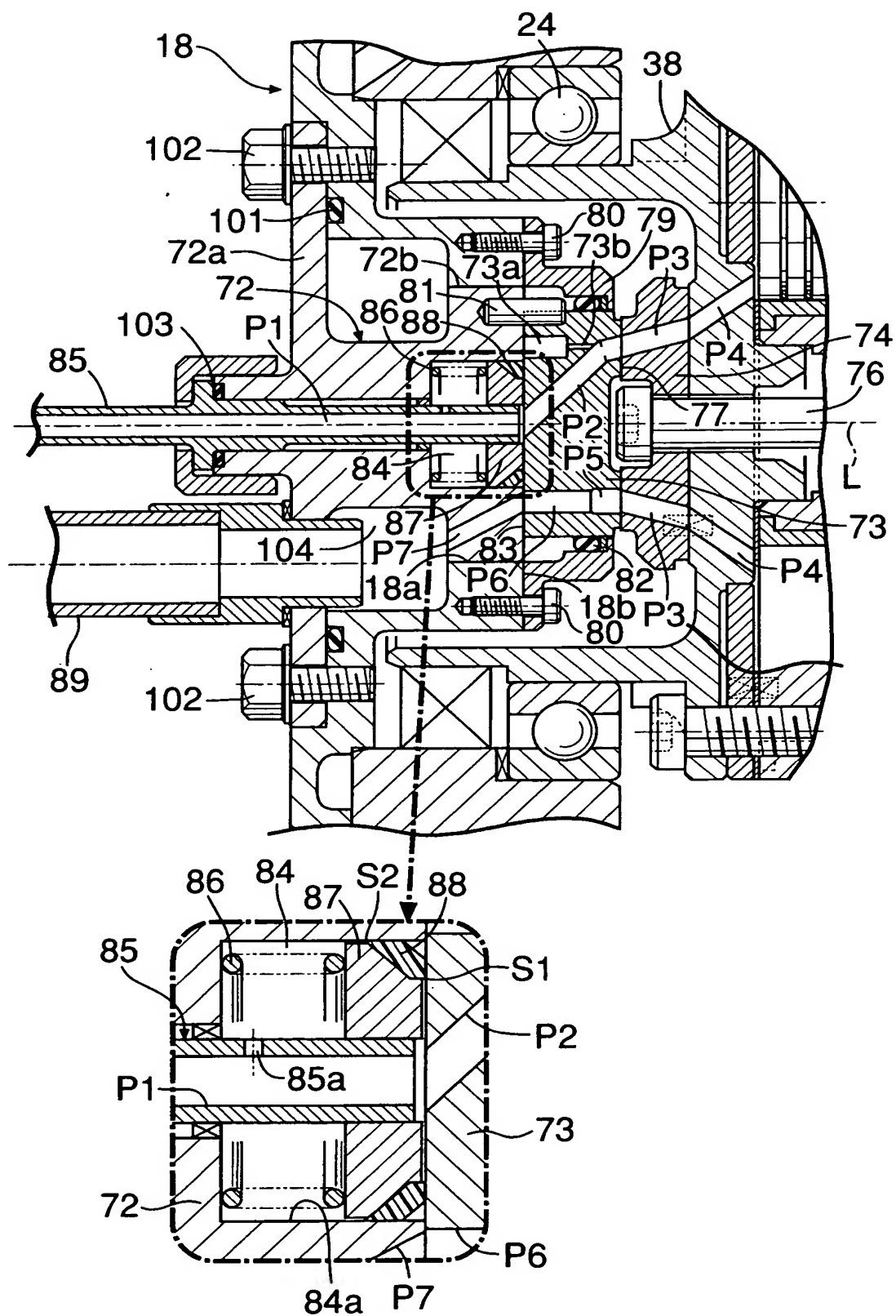
【図 18】



【図 19】

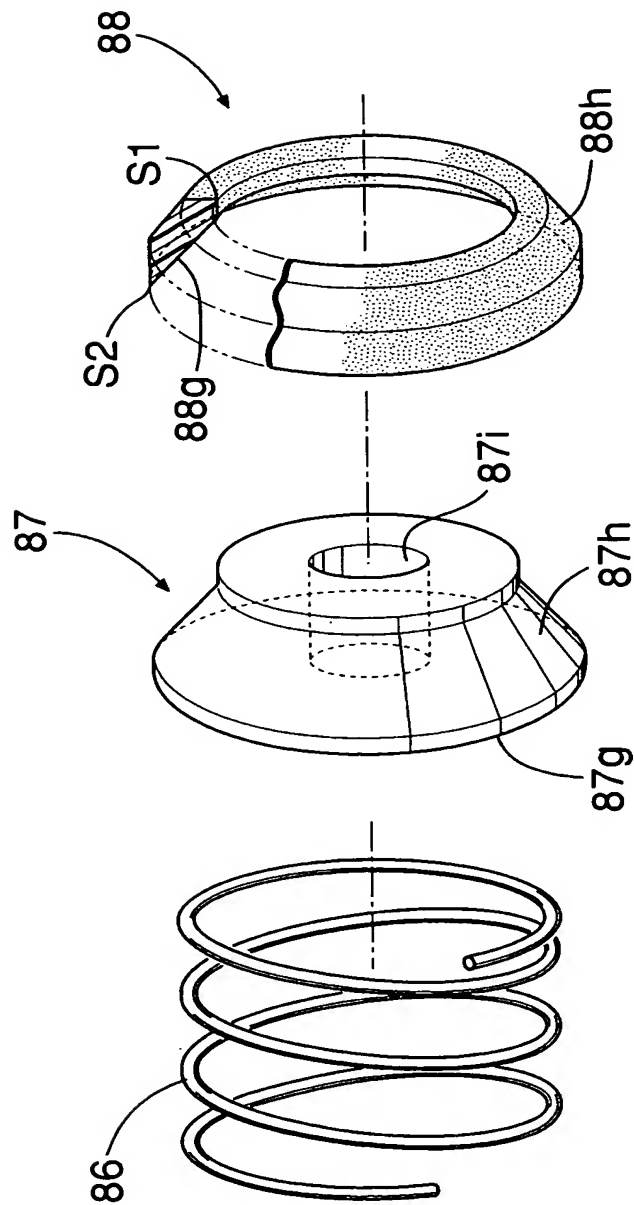


【図 20】

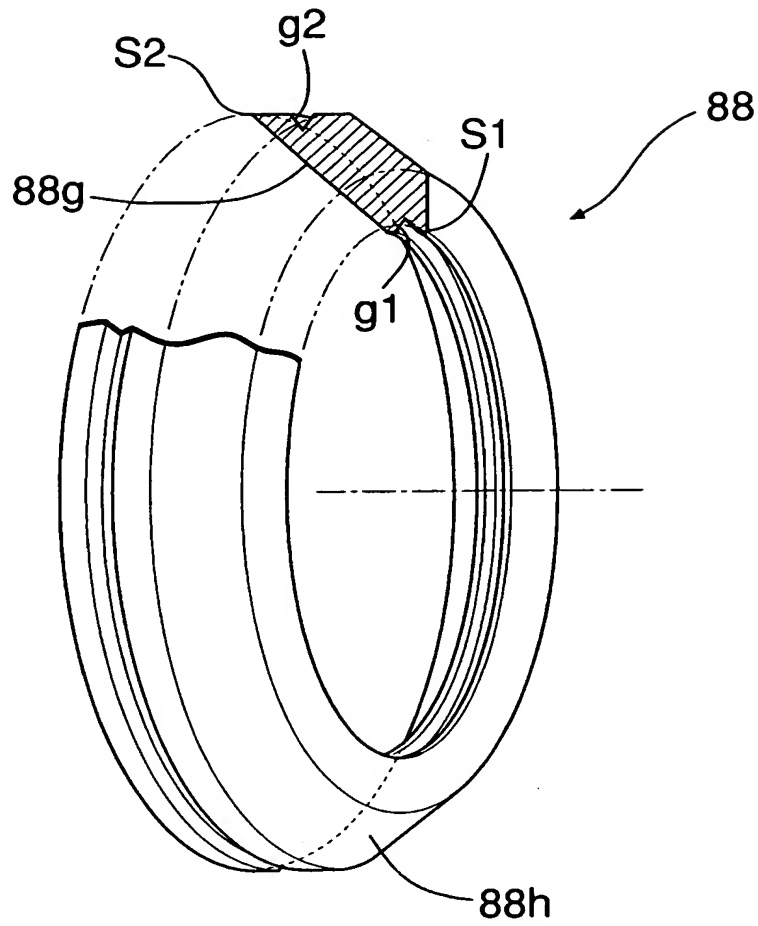




【図 21】



【図 22】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 回転流体機械のロータリバルブの摺動面の振れに固定側バルブプレートを追従させてシール性を確保する。

【解決手段】 ケーシングに回転自在に支持されたロータに対する高温高圧蒸気の供給通路 P 1, P 2 および排出通路 P 5 ~ P 8 を切り換えるロータリバルブ 7 1 は、固定側バルブプレート 7 3 と可動側バルブプレート 7 4 とを摺動面 7 7 で当接させてなる。バルブ本体部 7 2 の固定側バルブプレート 7 3 との合わせ面 8 3 に供給通路 P 1 から高温高圧蒸気を導入する圧力室 8 4 を開口させ、フローティング支持された固定側バルブプレート 7 3 を圧力室 8 4 に発生する押圧荷重で可動側バルブプレート 7 4 に押し付けて摺動面 7 7 を密着させる。圧力室 8 4 の内部に V パッキン 8 8 を配置することで、圧力室 8 4 からの高温高圧蒸気の漏れを防止する。

【選択図】 図 5

特願 2 0 0 3 - 0 6 1 5 9 9

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 5 3 2 6 ]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 9 月 6 日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号

氏 名

本田技研工業株式会社